



Fachhochschule Aachen

Fachbereich 6

Luft- und Raumfahrttechnik

Experimentelle und numerische
Untersuchung an einem
Verdichterübergangskanal

von

Maren Rödel

Matrikelnummer: 3016600

Referent : Prof. Dr.-Ing. H. Funke

Korreferent : Thomas Stürzebecher, M.Sc.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit eigenständig und eigenhändig nur mit den im Literaturverzeichnis angegebenen Quellen verfasst habe.

Aachen, im August 2018

Rödel Maren

Übersicht

Die umweltschädlichen, durch die Menschheit produzierten, Emissionen nehmen schon über Jahre zu. Jeder möchte immer mehr, zu immer günstigeren Preisen, zu jeder Jahreszeit, weshalb nicht nur der Luftraum immer voller wird.

Aufgrund dieser Tatsachen steigt der Druck, unter anderem auf die Luftfahrtindustrie, nach umweltschonenderen Antrieben zu forschen beziehungsweise die vorhandenen so zu optimieren, dass die Effizienz gesteigert und der Treibstoffverbrauch sowie schädliche Emissionen minimiert werden.

Im Zuge dessen wurde am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) eine Ringgitterwindkanalmessstrecke aufgebaut, welche einen verkürzten, aggressiveren, jedoch nicht ablösegefährdeten Übergangskanal mit S-Schlag zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter einer Fluggasturbine simuliert. Ein verkürzter Übergangskanal führt zu einem kürzer ausführbaren Triebwerk und folglich zu einer Gewichtsreduktion und Treibstoffeinsparung.

In dieser Arbeit werden einige der experimentellen und numerischen Daten dieses Übergangskanals verglichen, um so die CFD zu validieren.

Bei den ersten beiden betrachteten Betriebspunkten zeigt sich, dass die Simulationen, nach geringer Variation der numerischen Randbedingungen, im Allgemeinen recht gut zu den Messergebnissen passen. Differenzen zeigen sich hier bei der Simulation der Strömungswinkel sowie bei den Totaldruckniveaus (über den Messstreckenverlauf gesehen).

Beim Betriebspunkt mit erhöhter Zapfluftentnahme ergeben sich erhebliche Probleme in der CFD: Aufgrund der hohen Zapfluftentnahme bilden sich in den Rechnungen Ablösungen in der Passage zwischen den Stützstreben. Dadurch ist es nicht möglich eine konvergierte Lösung nach vorgegebenen Randbedingungen zu erhalten.

Die Validierung der CFD muss im Anschluss an diese Arbeit noch durch Vergleiche weiterer Messergebnisse fortgeführt werden.

Abstract

The emissions that are harmful to our environment have been constantly growing over the last decades. Everyone wants everything, as cheap as possible, at any time. That not only leads to a more and more crowded air space.

Therefore, the aero industry aims to develop engines that are quieter, lighter, fuel-thrifty – and thus make flying more efficient and environmentally friendly.

In contribution to that the DLR (German Aerospace Center) set up a measurement series in a ring cascade wind tunnel that simulates a shortened (aggressive) S-Shaped Intermediate Compressor Duct (ICD). According to dimensioning, no flow separation should be detected in the experiments.

By shortening the ICD, the total engine can be built shorter. This not only reduces weight but also fuel consumption.

To validate the CFD, this paper compares experimental results with simulations.

The comparisons of the first two operating points (OP) to the CFD results show that small variations of the numerical setup lead to simulations that in general are similar to the measurements. Only the simulations of the flow angles and total pressure levels show differences.

However, the CFD has great problems simulating the third OP:

The simulation shows flow separation in the passage of the ICD, due to a higher bleed air mass flow (compared to OP1 and OP2). Therefore, it is not possible for the simulation to converge within the specified boundary conditions.

Further comparisons must be done to finalize the CFD validation.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung/Ziele	1
1.2	Hintergrund und Motivation	1
1.3	Stand der Technik	2
2	Grundlagen	5
2.1	Fluggas turbine	5
2.2	Verdichterübergangskanäle	7
2.3	Strömungsphänomene	10
3	Experimenteller Aufbau	14
3.1	Messstrecke - Ringgitterkanal	15
3.2	Messtechnik	17
3.3	Messebenen, Betriebspunkte und Messgitter	19
4	Numerische Strömungsberechnung	21
4.1	Numerische Grundlagen	22
4.2	Rechennetz	22
4.2.1	Netzerzeugung	22
4.2.2	Verwendete Netze	23
4.3	Preprocessing	27
4.3.1	Randbedingungen	27
4.3.2	Setup	29
4.4	Der Strömungslöser	29
5	Messungen	31
5.1	Konstantheit der Eintrittsgrößen	31
5.2	Plausibilität der Mehrlochsondenmessungen	36
6	Auswertung	40
6.1	Vergleich experimenteller Mess- und numerischer Simulationsergebnisse . .	40
6.1.1	Einzelpassage	40
6.1.2	Multipassage	52
6.2	Detektion charakteristischer Strömungsphänomene	60
7	Zusammenfassung und Ausblick	70
8	Quellenverzeichnis	72
9	Anhang	74
9.1	zu Kapitel 5	74
9.2	zu Kapitel 6.1.1 Einzelpassage	78

Abbildungsverzeichnis

2.1	Das 2-wellige Turbofantriebwerk GP7270 der amerikanischen Engine Alliance (General-Electric und Pratt & Whitney), ohne Beschriftung entnommen aus [2]	5
2.2	ICD im Gesamttriebwerk (ohne markierten Übergangskanal entnommen aus [2])	7
2.3	Druckgradient im ICD [15]	8
2.4	Beschleunigungen im Übergangskanal, adaptiert von [13]	9
2.5	Grenzschicht - adaptiert von Bräunling 2009 [2]	10
2.6	Grenzschichten und Geschwindigkeitsentwicklungen im Nachlauf eines Turbinengitters [2]	11
2.7	Ablösung [2]	12
2.8	Spaltströmung und Randwirbel entnommen aus [2]	13
2.9	Sekundärströmungsphänomene in einem Axialverdichter, entnommen aus [9] (im Original aus [10])	13
3.1	Die drei Disziplinen der Strömungsmechanik [12]	14
3.2	Querschnitt der Messstrecke	15
3.3	Messebenen	16
3.4	Skizze abgewickelter Zylinderschnitt der Multipassge	16
3.5	Temperaturmesskamm	17
3.6	2x3-Lochsonde	18
3.7	Vorzeichendefinition	18
4.1	Modellierungsbereich	23
4.2	Einzelpassage Geometrie	24
4.3	Multipassage Geometrie	24
4.4	Einzelpassage Netz	25
4.5	Multipassage Netz	26
4.6	O- und H-Netz	26
4.7	Charakteristiken am Unterschallzuströmrund [12]	28
5.1	BP1: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit	32
5.2	BP1: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit	32
5.3	BP1: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit	33
5.4	BP2: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit	33
5.5	BP2: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit	33
5.6	BP2: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit	34
5.7	BP3: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit	34
5.8	BP3: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit	35
5.9	BP3: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit	35
5.10	BP1 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	37

5.11 BP1 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	38
5.12 BP2 E2 Vergleich zwischen unkorrigierten und korrigierten Messwerten . .	39
6.1 BP1 E2 \dot{m}_{ein} Verringerung	42
6.2 BP1 E5 \dot{m}_{ein} Verringerung	42
6.3 BP1 E2 \dot{m}_{ZL} Verringerung	43
6.4 BP1 E5 \dot{m}_{ZL} Verringerung	44
6.5 BP1 E2 p_t Verringerung	45
6.6 BP1 E5 p_t Verringerung	45
6.7 BP1 E2 Tu Erhöhung	46
6.8 BP1 E5 Tu Erhöhung	47
6.9 BP1 E2 T Verringerung	48
6.10 BP1 E5 T Verringerung	48
6.11 BP1 E2 kombinierte $\dot{m}_{ein}-p_t$ Erhöhung	49
6.12 BP1 E5 kombinierte $\dot{m}_{ein}-p_t$ Erhöhung	50
6.13 BP1 E2 Multipassage	53
6.14 BP1 E5 Multipassage	54
6.15 BP2 E2 Multipassage	55
6.16 BP2 E5 Multipassage	56
6.17 BP3 E2 Multipassage	57
6.18 BP3 E5 Multipassage	58
6.19 Ausmischung der Nachläufe E2 anhand von p_t	60
6.20 E2 Strömungsphänomene	61
6.21 E2 Beeinflussung der Strömungswinkel durch die Drehrichtung der Spalt- wirbel	62
6.22 E5 Strömungsphänomene	63
6.23 E5 - Entwicklung des Gierwinkels	64
6.24 E5 - Stromlinienverlauf	64
6.25 E5 Stromlinien	65
6.26 E5 Verdrängungsdicke der Grenzschicht	65
6.27 E5 Wandschubspannung	65
6.28 BP3 E5 Rückströmgebiet	66
6.29 BP3 E5 Stromlinien	68
6.30 BP3 E5 Verlauf Umfangswinkel	68
9.1 BP2 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	74
9.2 BP2 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	75
9.3 BP3 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	76
9.4 BP3 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung	77
9.5 BP1 E2 \dot{m}_{ein} Erhöhung	78
9.6 BP1 E5 \dot{m}_{ein} Erhöhung	78

9.7	BP1 E2 \dot{m}_{ZL} Erhöhung	79
9.8	BP1 E5 \dot{m}_{ZL} Erhöhung	79
9.9	BP1 E2 p_t Erhöhung	80
9.10	BP1 E5 p_t Erhöhung	80
9.11	BP1 E2 T Erhöhung	81
9.12	BP1 E5 T Erhöhung	81

Tabellenverzeichnis

3.1	Kalibrierbereiche der verwendeten Messtechnik	18
3.2	Messraster	20
4.1	Zellenanzahl der Einzelpassagenreihen	27
4.2	Zellenanzahl der Multipassagenreihen	27
4.3	physikalische Randbedingungen der Rechnungen	29
4.4	notwendige Berechnungsparameter	29
6.1	singlepassage-Setup Rechnungsvariationen - BP1 - normiert	41
6.2	Multipassage Rechnungsvariationen	52

Nomenklatur

Abkürzungen

AL	Anlegelinie
AM	Anzahl Messpunkte
AP	Anlegepunkt
AS	Anlegespirale
BK	Brennkammer
BP	Betriebspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
CS2	CleanSky2
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik
E0	Ebene 0
GKN	Guest, Keen and Nettlefolds
GMC	The General Mesh Connector
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
ICD	Intermediate Compressor Duct
IGV	Inlet Guide Vane
MTU	Motoren und Turbinen Union
N	Nachlauf
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
NRB	Numerische Randbedingung
OGV	Outlet Guide Vane
P	Passage
PRB	Physikalische Randbedingung
RB	Randbedingung
S	Sattelpunkt
SL	Separationslinie
SEP	Separationspunkt
SP	Sondenpaar
SW	Spaltwirbel
TRACE	Turbomachinery Research Aerodynamics Computational Environment

Formelzeichen

Lateinisch

A	m^2	Querschnittsfläche
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit der Strömung
F	N	Kraft
h_{rel}	m	relative Kanalhöhe
l	m	Länge
M	Nm	Drehmoment

Ma	-	Machzahl
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	1/s	Drehzahl
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
r	m	Radius
Re	-	Reynoldszahl
T	K	Temperatur
Tu	%	Turbulenzgrad
t	s	Zeit
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
X/L	-	relative Messstreckenlänge

Griechisch

γ	°	Radialwinkel
θ	°	Umfangswinkel
κ_{feu}	-	Isentropenexponent bei Berücksichtigung der Feuchtigkeit
μ	Pa*s	dynamische Zähigkeit
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

1	Schaufeleintritt
2	Schaufelaustritt
<i>aus</i>	Größe am Austritt der Messstrecke
BP	Betriebspunkt
<i>dyn</i>	dynamisch
E0	Ebene 0
<i>ein</i>	Größe am Eintritt der Messstrecke
<i>korr</i>	korrigiert
<i>m</i>	Meridiankomponente
<i>norm</i>	normiert [%]
<i>ref</i>	Referenz
<i>s</i>	statisch
<i>Stufe, LA</i>	je Stufe und Laufrad
<i>t</i>	total
<i>u</i>	Umfangskomponente
ZL	Zapfluft
∞	Kernströmung

1 Einleitung

1.1 Aufgabenstellung/Ziele

Im Rahmen des europäischen Forschungsprojektes CleanSky2 (CS2) wurde am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) eine Ringgitterwindkanalmessstrecke aufgebaut, welche einen verkürzten Übergangskanal zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter (englisch: Inter Compressor Duct - ICD) einer Fluggasturbine simuliert.

Diese Messstrecke ist sehr umfangreich mit pneumatischen Sonden instrumentiert. An den strömungsführenden Wänden werden statische Drücke gemessen. Des Weiteren werden in ausgewählten Messebenen traversierbare Mehrlochsonden eingesetzt, um das Strömungsfeld detailliert zu vermessen und basierend darauf die Gesamtleistung des ICDs zu ermitteln. Die untersuchten Betriebspunkte sind von den typischen Triebwerksbedingungen abgeleitet.

Schwerpunkt der Bachelorarbeit ist die Auswertung der Mehrlochsondenmessungen, welche sich in folgende Unterpunkte unterteilen lässt:

- a) Plausibilitätsüberprüfung,
- b) Detektion charakteristischer Strömungsphänomene,
- c) Vergleich mit numerischen Simulationsergebnissen.

Basierend auf einem existierenden CFD (Computational Fluid Dynamics) Setup werden Strömungssimulationen durchgeführt. Durch ausgewählte Variationen der Randbedingungen erfolgt eine Sensitivitätsanalyse. Anhand dieser können einerseits die Betriebspunkte numerisch modelliert und andererseits die typischen Strömungsphänomene analysiert werden.

Untersuchungsziel ist es, herauszufinden, ob das verwendete Simulationsprogramm sowie das Turbulenzmodell ausreichend entwickelt sind, um die Strömungen in Übergangskanälen vorauszusagen und von welcher Qualität die Strömungssimulationen sind.

1.2 Hintergrund und Motivation

Triebwerke sollen immer effizienter, umweltfreundlicher und leiser werden.

Durch die Entwicklung der 3D-Analysemethodik und Rechnern mit höheren Rechengeschwindigkeiten und Speicherkapazitäten konnten in der Vergangenheit Verdichter- und Turbinenreihen eingespart werden. Somit wurden Triebwerke leichter und kürzer.

Im Zuge dessen wurde auch das Optimierungspotential von Hoch- und Niederdruckver-

dichter (HDV und NDV) in den letzten Jahren schon weitestgehend ausgeschöpft. Daher muss mittlerweile viel Geld und Zeit investiert werden, um diese Komponenten minimal zu verbessern.

Es stellt sich die Frage, wo noch Optimierungspotential vorhanden ist.

Die Übergangskanäle wurden in der Vergangenheit wenig verbessert, deshalb verspricht man sich viel Potential:

Durch die Verkürzung des Übergangskanals kann das gesamte Triebwerk kürzer ausgeführt werden. Diese Materialeinsparung bedeutet nicht nur weniger Gewicht, sondern durch das kürzer ausführbare Triebwerksgehäuse auch weniger Reibungsverluste. So kann der Treibstoffverbrauch drastisch reduziert werden.

Die Leistung des Übergangskanals ist für das Gesamttriebwerk sehr wichtig, da darin entstehende Druckverluste und Versperrungen einen großen Einfluss auf die Leistung des Gesamtverdichters und somit -triebwerks haben.

1.3 Stand der Technik

Die folgenden Abschnitte sollen einen Überblick darüber geben, was in den letzten Jahrzehnten in diese Richtung geforscht wurde. Und somit den Stand der Technik reflektieren, an welchem das ICD-Projekt ansetzt.

Als eine der Ersten untersuchten H.A. Abdalla und S. Soundranayagam 1989 [1] experimentell das Grenzschichtverhalten von Strömungen und die Verteilung der Schubspannungen innerhalb des Fluids in gekrümmten ringförmigen Diffusoren ohne Stützstreben, sowie numerisch mit Stützstreben. Dabei erforschten sie sowohl drallfreie als auch drallbehaftete Strömung.

Bis zu diesem Zeitpunkt war nur die Strömung in ungekrümmten, ringförmigen Diffusoren untersucht worden und man hatte sich dabei auf die Gesamtleistung und die Effekte der Eintrittsbedingungen beschränkt.

Bei den Messungen ohne Drall kamen Abdalla und Soundranayagam zu dem Ergebnis, dass die Kernströmung frei von irgendwelchen Verlusten ist. Nur die randnahen Schichten, die Grenzschichten, sind verlustbehaftet. In diesen erhöhen sich mit Annäherung an die Wand die Scherkräfte/Schubspannungen, was zu einer Verringerung des Totaldruckes führt.

Bei drallbehafteter Strömung bleibt die Grenzschicht länger laminar beziehungsweise ist der laminare Grenzschichtbereich ausgeprägter. Die ablösegefährdeten Gebiete verschieben sich durch die Einführung von Drall in der Strömung stromab.

Durch Erhöhung der Reynoldszahl konnte die Ablöseneigung der Strömung verringert werden. Des Weiteren fanden sie durch Strömungssimulation heraus, dass das Vorhandensein von Stützstreben die Druckanstiege an Nabe und Gehäuse verringert und sich somit die

Ablösegebiete weiter stromab verschieben. Die Ablösepunkte wandern nur durch extreme Erhöhung der Stützstreben Dicke wieder stromauf.

Früher hat man Übergangskanäle als Diffusoren ausgeführt. Dies begünstigt jedoch die Stützstreben-Naben-Eckablösung.

Deshalb ging man dazu über die Übergangskanäle als Düsen oder weder strömungsbeschleunigend noch -verzögernd auszuführen. Dadurch wirkt man der Ablöse neigung entgegen und die Übergangskanäle sind kürzer ausführbar.

Dennoch existierten bis 2007 mehr Untersuchungen zu ringförmigen Diffusoren, als zu solchen, welche die Strömung beschleunigen oder zumindest nicht verzögern. Obwohl Erstere durch die ungünstige Beeinflussung des Druckgradienten sehr problematisch im Bezug auf Grenzschichtentwicklung und Ablösungen sind [7].

C. Ortiz Dueñas et al. [5] testeten 2007, welchen Einfluss die Reduzierung der Kanallänge eines S-förmigen Übergangskanals ohne Stützstreben auf dessen Leistung hat.

Dazu wurde zuerst das Grenzschicht- und Verlustentwicklungsverhalten eines Referenzübergangskanals (100% Länge, $\delta R/\text{Kanallänge} = 0.5$) untersucht. Dieser repräsentierte die Länge der zu dieser Zeit aktuellen Verdichterübergangskanäle. Auf Grundlage der gewonnen Ergebnisse wurde ein um 26% ($\delta R/\text{Kanallänge} = 0.67$) verkürzter Kanal mit geringer Ablöse neigung und ein um 36% ($\delta R/\text{Kanallänge} = 0.78$) verkürzter Kanal mit hoher Ablöse neigung an Nabe und Gehäuse entwickelt. Anschließend prüften sie diese beiden Modelle auf die selben Aspekte wie den Referenzkanal. Mit dem Resultat, dass durch ein erhöhtes Ablöse vorkommen die Verluste innerhalb des Kanals steigen.

Des Weiteren fanden sie heraus, dass das Ausmaß der Ablösegebiete stark von der Reynoldszahl abhängt: je niedriger die Reynoldszahl, desto länger sind die Ablöseblasen.

Anzumerken ist jedoch, dass die maximale Reynoldszahl, bezogen auf die Kanalhöhe, dieser Untersuchungen bei 2.6×10^5 liegt und, dass laut der Autoren alle davor liegenden Untersuchungen bei Reynoldszahlen von etwa 2×10^5 vorgenommen wurden. In realen Übergangskanälen von Fluggasturbinen liegen die Reynoldszahlen jedoch zwischen 7×10^5 und 1×10^6 .

Daran anknüpfend haben Edward M.J. Naylor et al. [13] 2010 den um 26% ($\delta R/\text{Kanallänge} = 0.67$) verkürzten S-förmigen Referenzkanal von C. Ortiz Dueñas et al. [5] mit Stützstreben untersucht:

Durch Experimente stellten sie fest, dass es bei dieser verkürzten Version in den Ecken zwischen Nabe und Stützstrebe zu Strömungsablösungen kommt, wodurch sich die Strömungsverluste erhöhen.

Um diese zu verringern, wurden die Naben- und Gehäusewand des Kanals in Stützstreben-nähe mit einer nichtachsensymmetrischen Endwandkonturierung versehen, erstellt durch

numerische Optimierung. Die Endwandkonturierung im Gehäusebereich zeigte keinerlei Einfluss auf die Strömungsverluste. Im anschließenden Experiment zeigte sich, dass es bei der optimierten Nabenform im Stützstreben-Naben-Eckbereich nicht mehr zur Ablösung der Strömung kam. Durch nichtachsensymmetrische Endwandkonturierung der Nabe in Stützstrebennähe sind also aggressivere (kürzere) Designs möglich, ohne eine Erhöhung der Strömungsverluste zu verursachen.

2 Grundlagen

Dieses Kapitel soll einen Überblick über die Umgebung des Übergangskanals, die Fluggasturbine, und deren Funktionsweise geben, sowie über das Verhalten der Strömung innerhalb des Übergangskanals. Danach werden die Strömungsphänomene erläutert, welche innerhalb eines NDV-HDV-Traktes auftreten können und somit bei den experimentellen sowie numerischen Ergebnissen zu erwarten sind.

2.1 Fluggasturbine

Eine Fluggasturbine ist das Triebwerk eines Fluggerätes. Sie wandelt die im Treibstoff gespeicherte chemische Energie in thermische und kinetische Energie um und nutzt Letztere um den Vortrieb des Fluggerätes zu erzeugen.

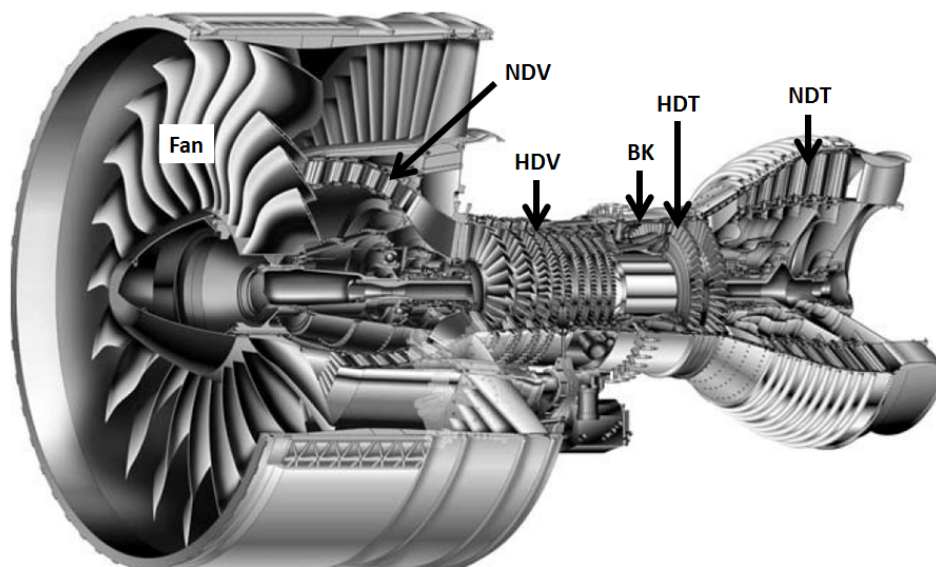


Abbildung 2.1: Das 2-wellige Turbofantriebwerk GP7270 der amerikanischen Engine Alliance (General-Electric und Pratt & Whitney), ohne Beschriftung entnommen aus [2]

Ein 2-welliges Turbofantriebwerk, wie es in Abbildung 2.1 zu sehen ist, besteht aus den Komponenten Fan, Verdichter (Nieder- und Hochdruckverdichter - NDV, HDV), Brennkammer (BK), Turbine (Hoch- und Niederdruckturbine - HDT und NDT) und Düse.

Im Verdichter wird der einströmende Luftstrom verdichtet. Zu diesem verdichteten Luftstrom wird in der BK Treibstoff hinzugefügt. Durch die Verbrennung des Luft-Brennstoff-Gemisches entsteht ein Heißgas, welches expandieren möchte.

Die erhöhte Temperatur und den Druck nutzt man in der sich der BK anschließenden

Turbine: In dieser geht ein Teil der Energie in die kinetische Energie der Bewegung von Turbine und Welle und somit auch von Verdichter und Fan, über.

Bevor das Heißgas, entgegen der Flugrichtung, aus dem Triebwerk austritt, wird es durch die Turbine und die Düse beschleunigt, um so Vortrieb (Schub) zu erzeugen. 'Actio = Reactio', das Gas wird nach hinten ausgestoßen, das Fluggerät bewegt sich in die entgegengesetzte Richtung, nach vorne.

Der Großteil, der durch die Zufuhr des Treibstoffs in das System gesteckten Energie, geht jedoch als Abwärme verloren [2].

Der Vorteil eines Zweistrom- (Bypasstriebwerks) zum Einstromtriebwerk liegt, durch die verringerte Strahlgeschwindigkeit, im besseren Vortriebswirkungsgrad, der daraus resultierenden geringeren Lärmbelastung und dem geringeren spezifischen Brennstoffverbrauch [2].

Die Drehzahl des im Durchmesser viel größeren Fans wird durch die Umfangsgeschwindigkeit seiner Schaufelspitzen begrenzt (Schallgeschwindigkeit und Lärmentwicklung) [11]. Dies hat die Zweiwellenbauart zur Folge: Fan, NDT und NDV (falls vorhanden) können auf einer vom Kerntriebwerk unabhängigen, niedrigeren Drehzahl laufen [2].

$$\text{Winkelgeschwindigkeit } \omega = 2 * \pi * \text{Drehzahl } n \quad (2.1)$$

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } u = \text{Radius } r * \text{Winkelgeschwindigkeit } \omega \quad (2.2)$$

Um bei dieser geringeren Drehzahl eine annehmbare Umfangsgeschwindigkeit u (siehe Formeln 2.1 und 2.2) und somit zuführbare Leistung der Stufe (Laufschaufel) [8]:

$$P_{\text{Stufe,LA}} = M_{\text{Stufe,LA}} * \omega = \dot{m} * (c_{u,2} * u_2 - c_{u,1} * u_1) \quad (2.3)$$

zu erhalten, muss der Radius entsprechend größer sein als der von HDV/ HDT. Somit erhält man auch ein höheres Drehmoment der Laufschaufel der Stufe [8]:

$$M_{\text{Stufe,LA}} = \dot{m} * (c_{u,2} * r_2 - c_{u,1} * r_1) \quad (2.4)$$

wodurch sich, im Vergleich zu einem kleineren Radius, Stufen einsparen lassen.

Alternativ wäre die selbe Leistung auch über eine Erhöhung der Kraft von der Verdichterschaufel auf das Fluid bzw. vom Fluid auf die Turbinenschaufel realisierbar:

$$\text{Drehmoment } M = \text{Kraft } F * \text{Radius } r \quad (2.5)$$

Dies hätte jedoch eine höhere Schaufelbelastung zur Folge.

Hält man nun noch den Radius bzw. die Umfangsgeschwindigkeit, über die Stufen der jeweiligen Welle konstant, um die zuführbare Leistung bzw. das Drehmoment zu maximieren, so ergibt sich dadurch zwischen NDV und HDV, sowie zwischen HDT und NDT,

eine Radiendifferenz. Diese gilt es durch einen Übergangskanal zu überbrücken.

Die Folge davon ist eine Radiendifferenz zwischen der schneller laufenden HDT und der langsamer laufenden NDT sowie, falls vorhanden, zwischen NDV und HDV. Um diese Radiendifferenz zu überbrücken, muss die Strömung im Verdichter vom größeren auf den kleineren Radius und in der Turbine vom kleineren auf den größeren Radius umgelenkt werden. Dies geschieht in sogenannten Übergangskanälen. Dazu mehr im folgenden Abschnitt.

2.2 Verdichterübergangskanäle

Der Übergangskanal zwischen NDV und HDV wird im Englischen als 'Intermediate Compressor Duct', kurz ICD, bezeichnet. Er hat die Aufgabe, die Luftströmung vom größeren Radius des NDV auf den kleineren Radius des HDV umzulenken.

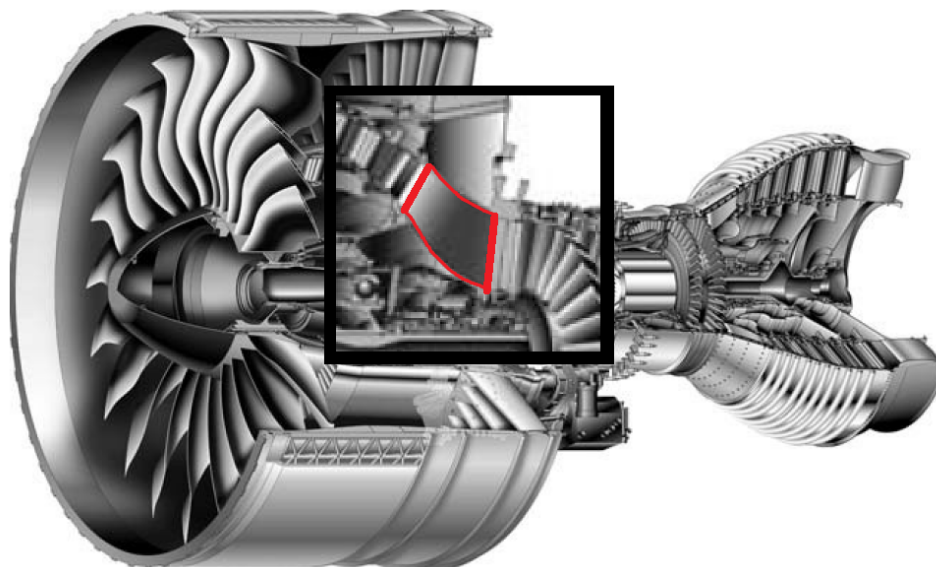


Abbildung 2.2: ICD im Gesamttriebwerk (ohne markierten Übergangskanal entnommen aus [2])

Um diese Umlenkung so kurz wie möglich zu gestalten, ist man in der Vergangenheit dazu übergegangen, den Kanal mit einem S-Schlag zu gestalten. Durch diese S-förmige Strömungsumlenkung innerhalb des Übergangskanals werden statische Druckgradienten erzeugt, welche in Normalenrichtung zu den Strömungslinien liegen. In der ersten Umlenkung führt dies dazu, dass der statische Druck in Gehäusenähe ansteigt und an der Nabe abfällt. In der zweiten Krümmung ist es genau umgekehrt [13] (siehe Abbildung 2.3).

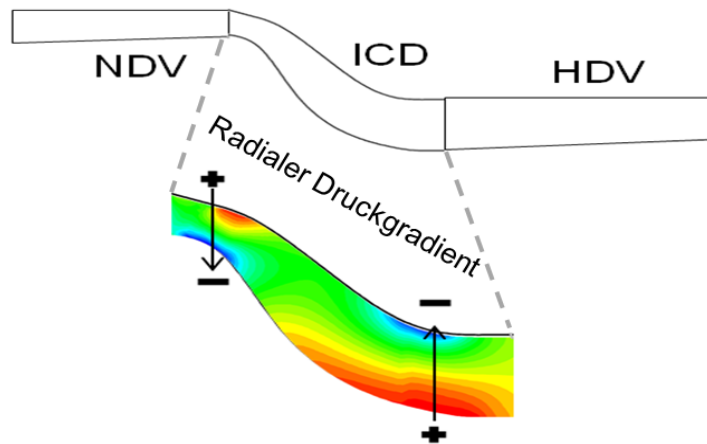


Abbildung 2.3: Druckgradient im ICD [15]

Dies hat zur Folge, dass die Strömung an der Nabe durch die erste Krümmung beschleunigt wird, gefolgt von einer langen Verzögerung und am Ende der zweiten Krümmung erfährt die Strömung nochmals eine Beschleunigung (siehe Abbildung 2.4). Bei der Strömung in Gehäusenähe ist es genau umgekehrt [13].

In vielen Fluggastriebwerken wird die Passage des Übergangskanals durch auftriebslose ('non-lifting') Stützstreben unterteilt. Diese sind zum einen dazu da, die Kräfte vom Innern des Triebwerks nach außen über die Triebwerksbefestigung auf die Flugzeugstruktur zu übertragen. Zum anderen verlaufen durch sie Ölleitungen (zum Schmieren der Lager), Kühlluft und die radiale Welle, welche zum Getriebe führt. Um die Strömung möglichst wenig zu beeinflussen, müssen die Stützstreben so wenig Platz einnehmen wie möglich. Jedoch so viel Platz für die genannten Leitungen, etc. lassen wie nötig.

Durch die Stützstreben entstehen weitere Druckgradienten in der Strömung:

An der Vorderkante stagniert die Strömung und wird im vorderen Teil der Schaufel auf beiden Seiten beschleunigt und im hinteren, abflachenden Teil zur Hinterkante hin verzögert (siehe Abbildung 2.4).

Die Strömungsverzögerung, welche nahe der Hinterkante der Stützstreben erzeugt wird, fällt in Gehäusenähe mit der Beschleunigung, welche durch die Kanalkrümmung verursacht wird, zusammen. Deshalb ist eine Ablösung der Strömung in Gehäusenähe unwahrscheinlich. Anders nahe der Nabe: Dort fallen die Strömungsverzögerungen, verursacht durch das Profil der Stützstrebe sowie durch die Kanalkrümmung, zusammen. Sind beide Verzögerungen in Summe zu hoch, kommt es zu einer Stützstreben-Naben-Eckablösung [13].

Ablösungen treiben die Strömungsverluste in die Höhe und führen im schlimmsten Fall zu Versperrungen.

Bei den meisten heutigen Übergangskanälen verkleinert sich die Austrittsfläche gegenüber der Eintrittsfläche (früher: Diffusoren, siehe Kapitel 1.3), was eine Beschleunigung der Strömung innerhalb des Kanals zur Folge hat. Dies wirkt den ungünstigen Druckgradienten entgegen und verringert somit die Ablöseneigung ([13] und [7]).

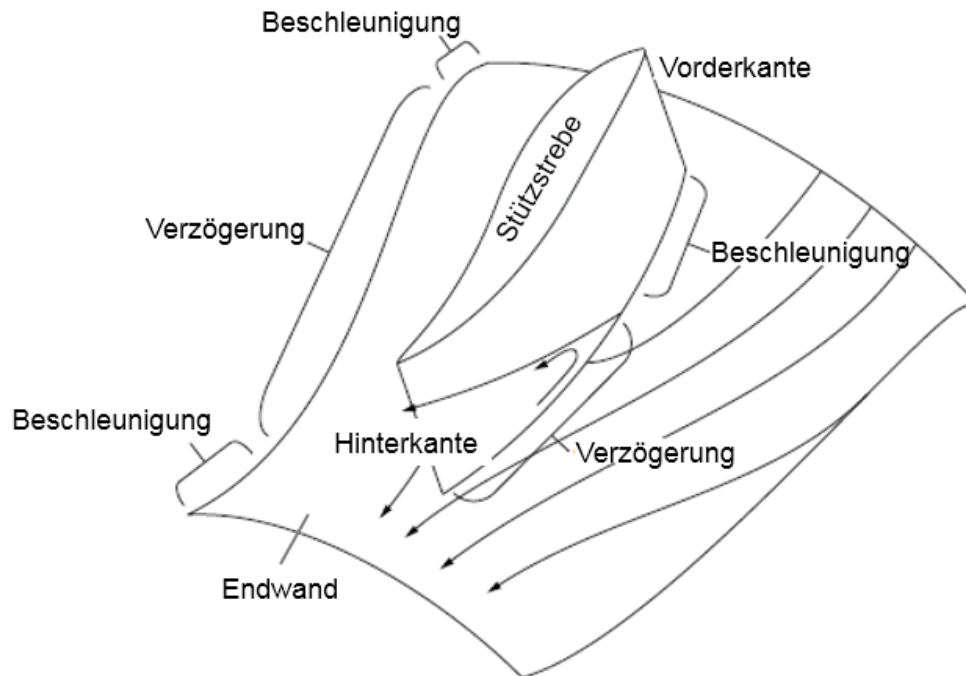


Abbildung 2.4: Beschleunigungen im Übergangskanal, adaptiert von [13]

2.3 Strömungsphänomene

In einem durchströmten, beschaufelten Kanal, wie er in dieser Arbeit untersucht werden soll, kommt es zu sogenannten 3D-Strömungsphänomenen. Diese gilt es in einem der späteren Abschnitte zu detektieren, deshalb sollen einige von ihnen im Folgenden näher für inkompressible Strömung beschrieben und erklärt werden. Die Informationen sind entnommen aus [2].

Zuerst aber zu solchen, welche schon in zweidimensionaler Strömung eine Rolle spielen:

Strömungsgrenzschichten

Bei Rohrströmung mit Reibung treten sogenannte Strömungsgrenzschichten auf. Das sind dünne Schichten nahe der Kanalwand, in welchen die Geschwindigkeit der Teilchen langsamer ist als in der Kernzone der Strömung. Aufgrund der dynamischen Zähigkeit μ des Fluids werden zwischen dem Fluid und der umströmten Oberfläche Schubkräfte übertragen (Reibung). Dies hat zur Folge, dass die Fluidteilchen, welche sich direkt an der Wand des Festkörpers befinden, an dieser haften. Infolge dessen bewegen sie sich dort mit der Geschwindigkeit Null ($c = 0$) (siehe Abbildung 2.5). Aufgrund der Reibung zwischen den Teilchen werden die benachbarten, in Normalenrichtung zur Wand liegenden, Teilchen abgebremst. Mit zunehmendem Abstand zur Wand erhöht sich die Geschwindigkeit von Null (an der Wand) bis zur Kernstromgeschwindigkeit c_∞ .

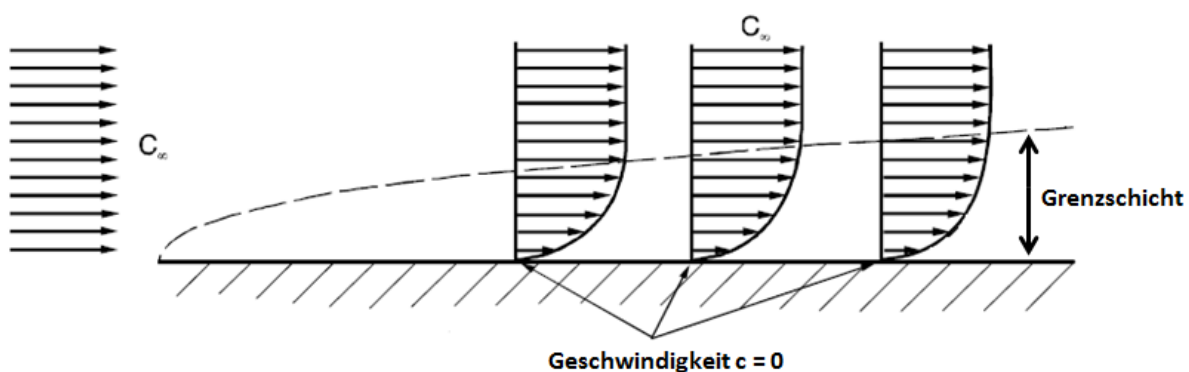


Abbildung 2.5: Grenzschicht - adaptiert von Bräunling 2009 [2]

Nachlaufzellen

Nach der Schaufel laufen die Grenzschichten von Druck- und Saugseite zu sogenannten Nachlaufzellen zusammen (siehe Abbildung 2.6). Im Bereich dieser Nachlaufzellen ist die Geschwindigkeit niedriger als in der Kernströmung, welche durch die Mitte der Schaufelpassage strömt. Somit liegt hinter einer Schaufelreihe keine homogene Abströmung vor.

Erst sehr weit dahinter ist die Nachlaufströmung wieder homogen und die Dellen haben sich ausgemischt. Deshalb kann man mit Sicherheit sagen, dass eine nachfolgende Schaufelreihe keine homogene Anströmung erfährt.

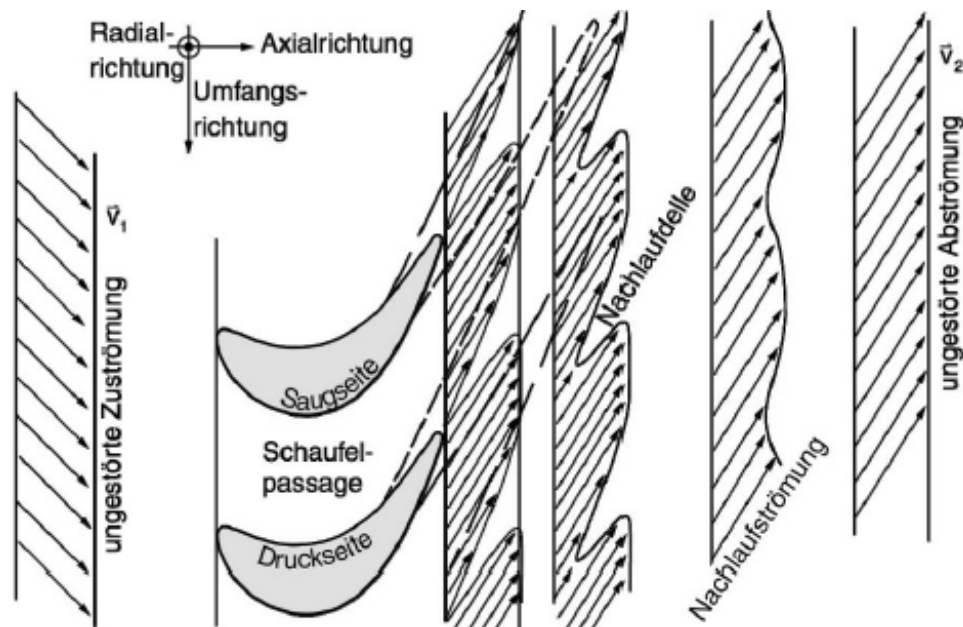


Abbildung 2.6: Grenzschichten und Geschwindigkeitsentwicklungen im Nachlauf eines Turbinengitters [2]

Ablösegebiete

Ein statischer Druckanstieg, durch beispielsweise eine Verzögerung der Strömung, führt zu einer erhöhten verzögernden Wirkung der Grenzschicht. Dadurch gewinnt diese zunehmend an Dicke, bis der Punkt des Stillstandes erreicht ist (Ablösepunkt, siehe Abbildung 2.7). Ab diesem Punkt weiter stromab bildet sich ein Gebiet der Rückströmung aus, getrieben durch den Einfluss des Druckgefälles. Diese Rückströmung strömt direkt an der Endwand, zwischen Endwand und Grenzschicht. Die Ausprägung der Rückströmung in Normalenrichtung nimmt mit weiter zunehmendem statischen Druck ebenfalls zu. Zwischen dem Rückströmgebiet und der Restströmung, welche in die Hauptströmungsrichtung strömt, bildet sich eine sogenannte Unstetigkeitsfläche (siehe Abbildung 2.7).

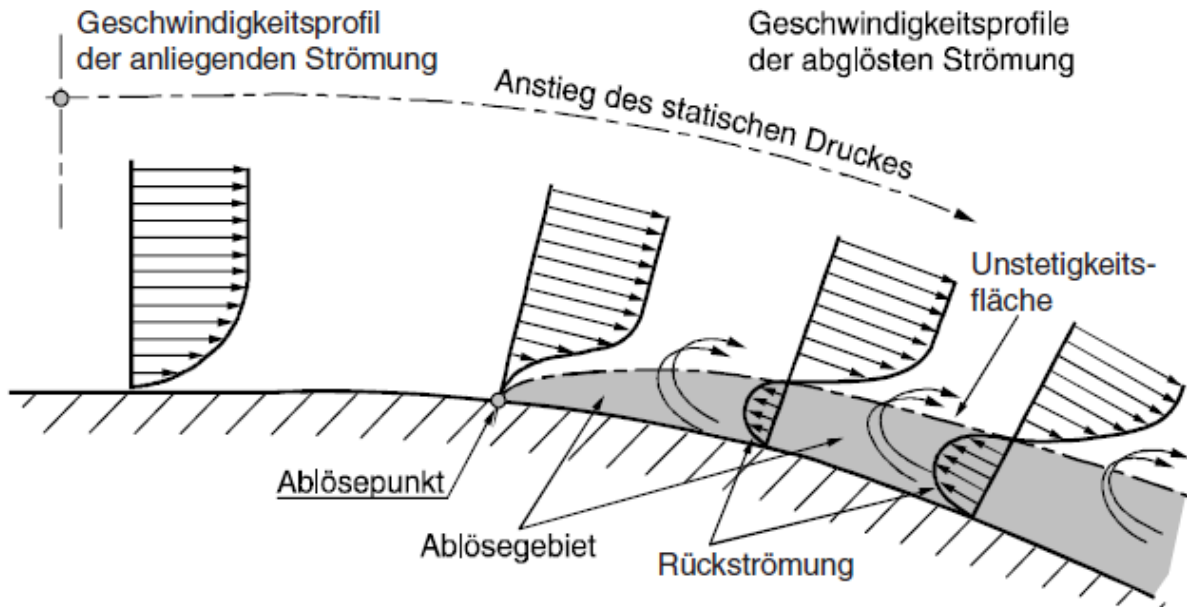


Abbildung 2.7: Ablösung [2]

Spaltströmung und Randwirbel

Beim Umströmen der Schaufel wird das Fluid durch die Profilform auf der einen Seite stärker beschleunigt als auf der anderen. Dadurch ergibt sich auf der einen Seite ein höherer Druck (Druckseite) als auf der anderen (Saugseite). Handelt es sich bei der Schaufel um eine verstellbare Leitschaufel, welche an beiden Enden zur Endwand hin Spalte oder Halbspalte aufweist, so wird das Fluid diesen Druckunterschied ausgleichen, indem es von der Druckseite durch den Spalt auf die Saugseite strömt. Infolgedessen ergibt sich eine Spaltströmung, siehe Abbildung 2.8.

Diese beeinflusst in der Nähe des Spaltes die Grenzschicht an Gehäuse und Nabe. Durch die nachfolgende Strömung wird die Spaltströmung weiter stromab getragen wodurch ein Randwirbel entsteht. Dadurch wird auch die Strömung stromab der Beschauflung beeinflusst.

Durch den Randwirbel entsteht auf der Saugseite der Schaufel eine Ablösezone, welche sich nahe dem Spalt befindet. Dies hat einen negativen Einfluss auf den erreichbaren Druckanstieg sowie die Pumpgrenze in Verdichtern, bzw. das erreichbare Druckgefälle in Turbinen. So tragen die Spaltströmung und die Randwirbel zu 20 - 35% der Gesamtströmungsverluste von Turbomaschinen bei. Außerdem regen die Wirbel instationäre Strömungsvorgänge an, die zu Schaufelschwingungen und Turbomaschinenlärm führen.

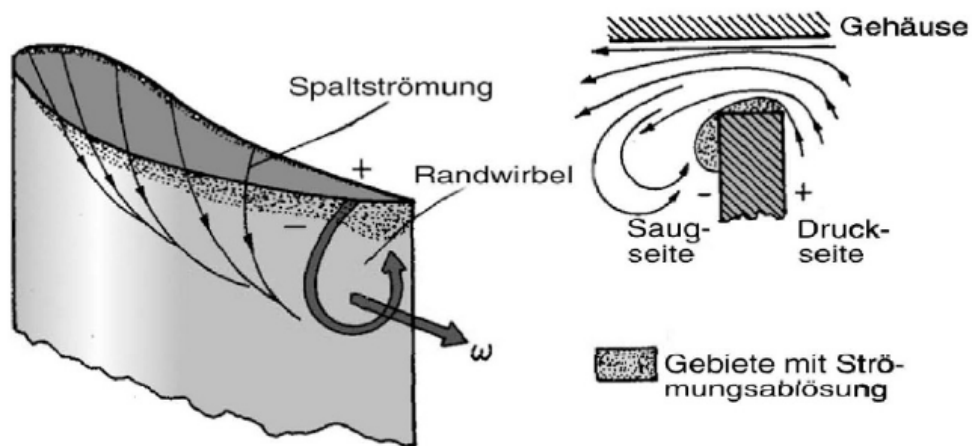


Abbildung 2.8: Spaltströmung und Randwirbel entnommen aus [2]

Sekundärströmung

Das folgende Bild fasst abschließend die Sekundärströmung in durchströmten, beschau-
felten Kanälen zusammen:

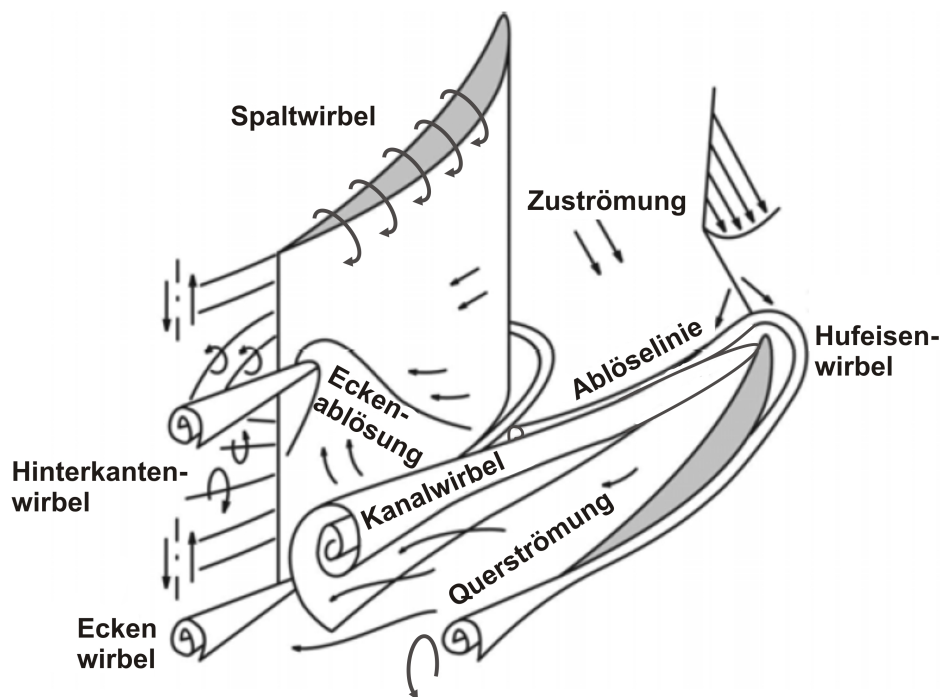


Abbildung 2.9: Sekundärströmungsphänomene in einem Axialverdichter, entnommen aus [9] (im Original aus [10])

3 Experimenteller Aufbau

Die Strömungsmechanik besteht aus drei Disziplinen: Theorie, Experiment und Numerik.

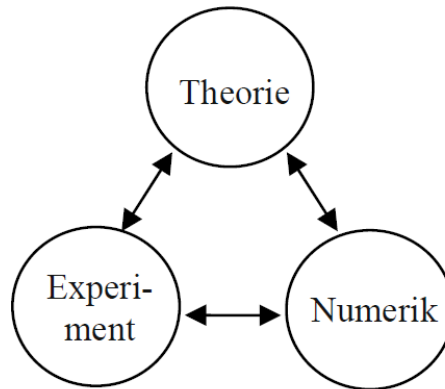


Abbildung 3.1: Die drei Disziplinen der Strömungsmechanik [12]

Reale Strömungsprobleme z.B. aus der Luft- und Raumfahrt, müssen experimentell oder numerische bestimmt werden. Die Strömungen sind zu komplex, um analytisch gelöst zu werden [12].

Experimente sind jedoch meist aufwendig und teuer, weshalb heutzutage oft nur eine finale Version des optimierten Körpers als maßstäbliches Modell im Wind- oder Wasserkanal getestet wird, um die Berechnungsergebnisse aus der CFD (Computational Fluid Dynamics = numerische Strömungsberechnung) zu validieren. Jedoch ist die Ähnlichkeit mit dem Original nur begrenzt: Mit Sonden werden die auftretenden Drücke, Temperaturen, Geschwindigkeiten und Kräfte gemessen. Die Sonden verfälschen die zu vermessende Strömung allerdings, da sie selbst zu umströmten Körpern (Störkörpern) werden. Des Weiteren wird die Ähnlichkeit mit dem Original oft dadurch begrenzt, dass die realen Mach- und Reynoldszahlen im Experiment nicht eingestellt werden können, z.B. Überschallströmung [12].

Letzteres ist im Falle der ICD-Messstrecke jedoch einfach zu realisieren. Es gibt keine hohen Strömungsgeschwindigkeiten wie im Hyperschall, es sind keine Stoßwellen zu erwarten, keine extrem hohen Temperaturen wie in Verbrennungskammern oder Turbinen und keine rotierenden Teile. Dennoch verfälschen die eingesetzten Sonden auch hier die zu messende Strömung.

Im Folgenden wird der experimentelle Aufbau der Messstrecke sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt und erläutert.

3.1 Messstrecke - Ringgitterkanal

Wie auf Abbildung 3.2 zu sehen, sind der Messstrecke eine Beruhigungskammer und ein Zuströmkanal vorgeschaltet, nach der Messstrecke schließt sich ein Abströmkanal an.

Der Zuströmkanal der ICD-Messstrecke öffnet sich diffusorartig in die Beruhigungskammer, um die Strömungsgeschwindigkeit zu reduzieren (siehe Abbildung 3.2). Nach Erreichen des vollen Durchmessers der Beruhigungskammer passiert die Strömung ein Siebgehäuse, bestehend aus einem ersten Sieb, gefolgt von einem Gleichrichter und einem zweiten Sieb. Danach schließt sich das Turbulenzgitter an, um den gewünschten Turbulenzgrad der Strömung einzustellen.

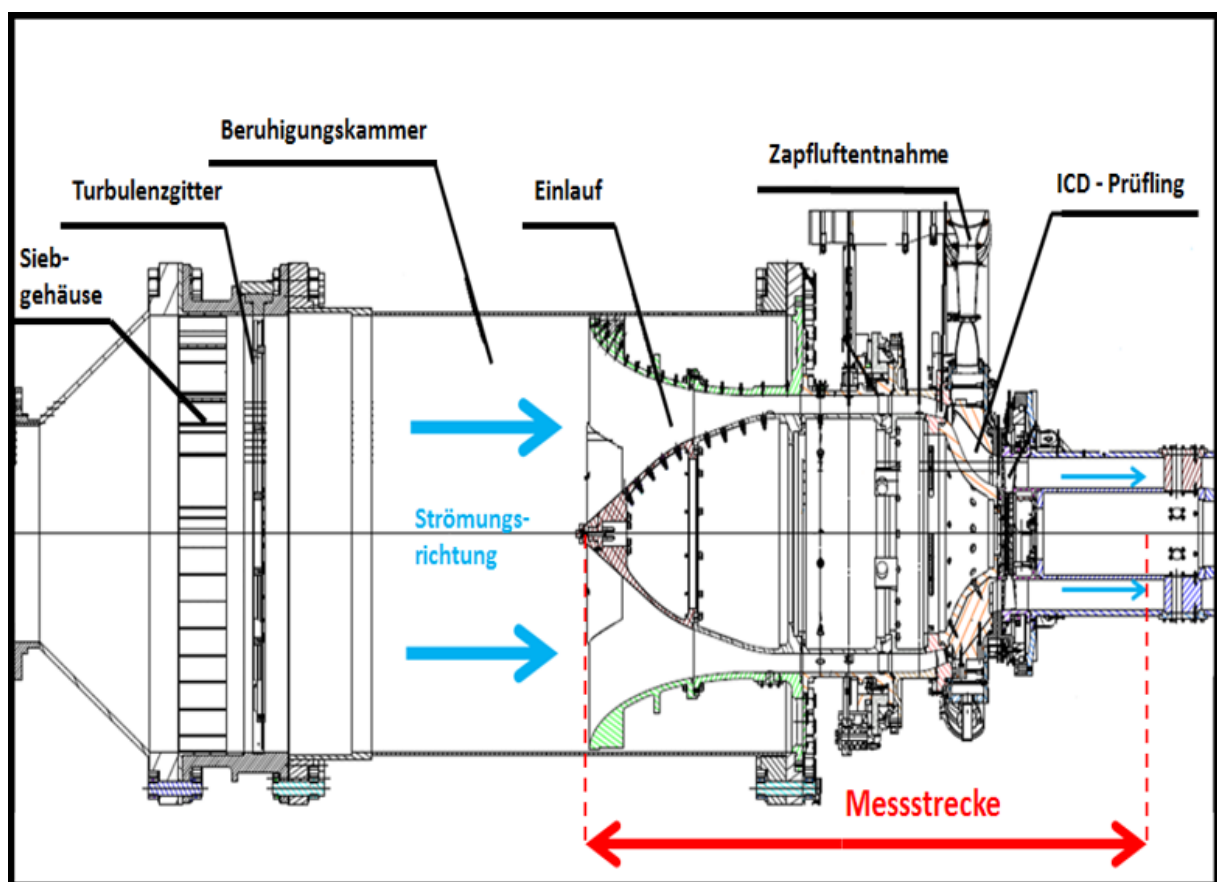


Abbildung 3.2: Querschnitt der Messstrecke

Die Messstrecke, welche in Abb.3.2 rot eingezeichnet ist, beginnt am Einlauf und endet mit der letzten Schaufelreihe. Sie besteht aus dem düsenförmigen Einlauf, in welchem die Strömung beschleunigt wird, der zylinderförmigen Zuführstrecke, dem ICD-Prüfling und dem Auslass.

Innerhalb der Strecke befinden sich 4 feststehende Schaufelreihen (siehe Abbildung 3.3 sowie 3.4):

In der Zuführstrecke auf 0.62 relativer Messstreckenlänge (X/L) sind, gleichmäßig über den

Umfang verteilt, verstellbare Drallerzeuger. Darauf folgt der ICD-Prüfling mit integrierten Austrittsleitschaufeln (engl.: Outlet Guide Vanes - OGVs) auf $0.74 X/L$ und Stützstreben (36 ° Teilung) auf $0.78 X/L$. Gefolgt von verstellbaren Eintrittsleitschaufeln (engl.: Inlet Guide Vanes - IGVs), im Auslass auf $0.89 X/L$. Des Weiteren befindet sich zwischen den OGVs und den Stützstreben ein umlaufender Gehäusespalt zur Zapfluftentnahme.

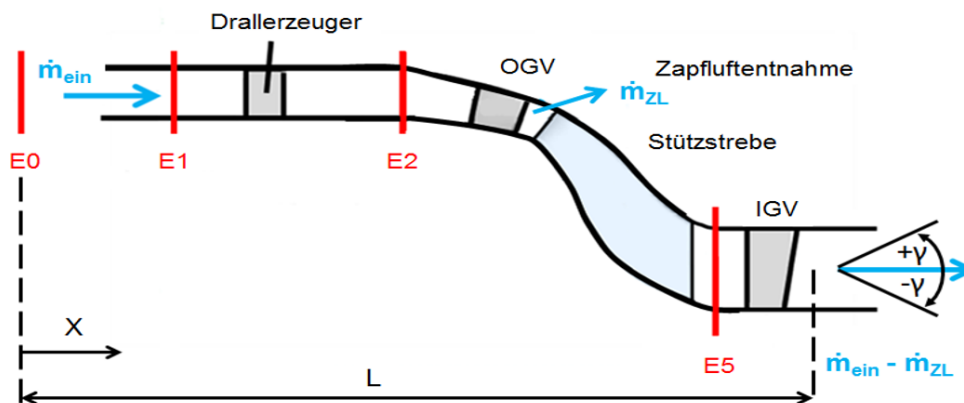


Abbildung 3.3: Messebenen

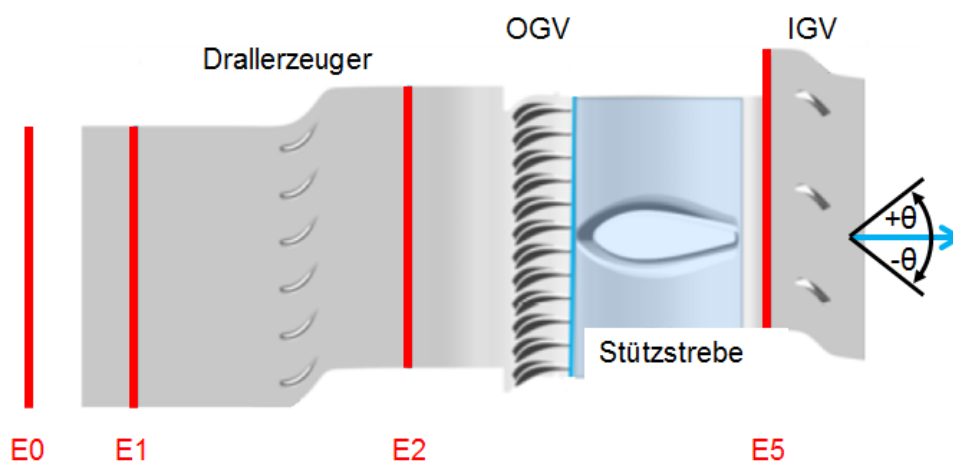


Abbildung 3.4: Skizze abgewickelter Zylinderschnitt der Multipassge

Dabei ist die Schaufelreihe der Drallerzeuger als beschleunigendes Gitter ausgeführt (siehe Abbildung 3.4) und simuliert die Abströmung der letzten NDV Stufe.

Aufgrund der Umlenkung sind positive Strömungswinkel in Umfangsrichtung zu erwarten. Vor den Stützstreben wird der Drall aus der Strömung durch die OGVs eliminiert, um eine drallfreie Anströmung der Stützstreben zu erreichen. Da Letztere als neutrales Gitter ausgeführt sind, ist nach dem Übergangskanal ein Strömungsumfangswinkel (θ) von 0° zu erwarten (siehe Abbildung 3.4) und, durch die Umlenkung zum kleineren Radius hin, ein negativer radialer Strömungswinkel (γ) (für Letzteres siehe Abbildung 3.3).

Randbedingungen:

Man geht von adiabater Strömung aus. Die Erwärmung, welche innerhalb der Messstrecke durch Reibungseffekte verursacht wird, ist zu vernachlässigen, es gilt $T_{ein} = T_{aus}$.

Aufgrund der geringen Machzahlen handelt es sich um Unterschallströmung, somit sind keine Verdichtungsstöße zu erwarten. Des Weiteren ist der getestete Übergangskanal so ausgelegt, dass keine Ablösungen zu erwarten sind.

3.2 Messtechnik

Die ICD-Messstrecke ist sehr umfangreich mit Messtechnik ausgestattet, um die numerischen Berechnungen bestmöglich validieren zu können und Erkenntnisse für weiteres Verbesserungspotential zu erlangen.

Die für die Auswertung dieser Bachelorarbeit relevanten Messinstrumente werden im Folgenden genannt:

Die Temperaturmessung erfolgt über Platin-Messwiderstände (PT100 - Sensoren). Diese sind entweder fest verbaut oder durch sogenannte Temperaturmesskämme variabel einsetzbar. Mit Hilfe des Messkamms ist die Temperatur über die radiale Höhe des Kanals messbar (siehe Abbildung 3.5).

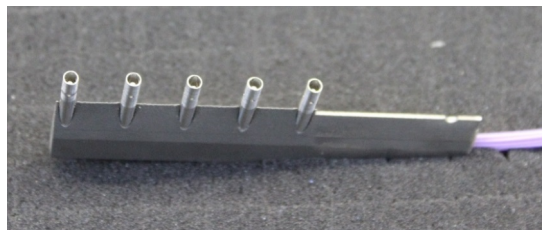


Abbildung 3.5: Temperaturmesskamm

Des Weiteren ist die Messstrecke sehr umfangreich mit pneumatischen Sonden instrumentiert:

Es befinden sich Druckbohrungen an verschiedenen Stellen von Gehäuse, Nabe und Beschaukelung zur Messung der statischen Drücke.

Außerdem werden pneumatische Drei- und Fünflochsonden (allg. 'Mehrlochsonden') ohne Temperaturmessstellen mit Kugelkopf zur Ermittlung des Total- und des statischen Druckes, sowie der Machzahl und der Strömungswinkel eingesetzt.

Mithilfe der Fünflochsonden werden Umfangs- und Radialwinkel (θ und γ) der Strömung, mit den Dreilochsonden nur Ersterer, ermittelt.

Es sind immer zwei Sonden baulich fest miteinander verbunden und können somit nur zusammen als Sondenpaar eingesetzt und verfahren werden (siehe Abbildung 3.6). Dadurch ist es möglich, an der selben Umfangsposition zwei Messpunkte auf unterschiedlichen radialen Kanalhöhen gleichzeitig zu vermessen. Die Mehrlochsonden werden so eingebaut

bzw. sind so angestellt, dass der Kalibrierbereich (siehe Tabelle 3.1) den zu erwartenden Winkelbereich der Strömung abdeckt.



Abbildung 3.6: 2x3-Lochsonde

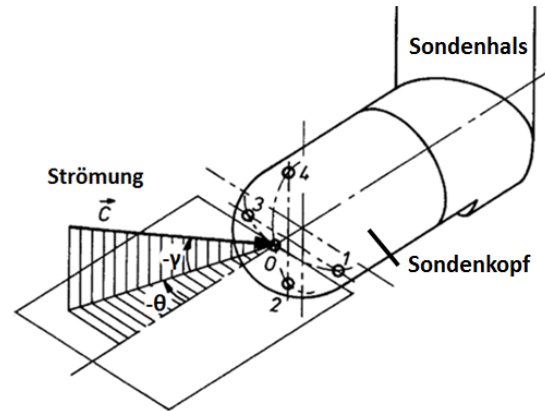


Abbildung 3.7: Vorzeichendefinition

Die Dreilochsonden wurden bei der Firma Vectoflow GmbH in Gilching, die Fünflochsonden am IST (Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen) der RWTH in Aachen, kalibriert. Im Folgenden eine Tabelle mit den Kalibrier-, und somit gültigen Messbereichen, der oben beschriebenen Messtechnik:

Tabelle 3.1: Kalibrierbereiche der verwendeten Messtechnik

Temperaturbereich PT100		
- 200°C bis 850°C		
Dreilochsonden		
Ma	Umfangswinkel θ	Radialwinkel γ
0.1 - 0.6	-15° - +15°	-
Fünflochsonden		
0.1 - 0.6	-25° - +25°	-16° - +24°

Die untere Grenze des Kalibrierbereiches der Radialwinkel ist bei jeder der Fünflochsonden unterschiedlich. Da deren Messergebnisse in der Auswertung meist zusammen dargestellt werden, wurde hier der Messbereich der Fünflochsonde mit dem kleinsten Kalibrierbereich, also maximalen unteren Grenzwert, gewählt (siehe Tabelle 3.1).

Die Messung des Eintrittsmassenstroms erfolgt über eine Staudrucksonde (Annubar - Prinzip), die des Zapflutmassenstroms über eine Blende im Zapflutkanal [14].

Um die Strömung durch die Sonden so wenig wie möglich zu beeinflussen, ist die Innenseite der Stopfen der variabel einsetzbaren Messkämme genau dem Konturverlauf des Gehäuses angepasst.

3.3 Messebenen, Betriebspunkte und Messgitter

Messebenen

Im Folgenden werden die für diese Arbeit relevanten Messebenen vorgestellt. Diese liegen immer senkrecht zur Achse des Strömungskanal.

Die Messebene 0 (E0) befindet sich zu Beginn der Messstrecke am Einlauf auf 0 X/L, Messebene 1 (E1) befindet sich in der zylinderförmigen Zuführstrecke auf 0.06 X/L. Danach folgt zwischen Drallerzeuger und OGVs, auf 0.71 X/L, Messebene 2 (E2) und direkt nach dem Übergangskanal Messebene 5 (E5), auf 0.87 X/L, (siehe Abbildung 3.3).

Betriebspunkte

Im Zuge der ICD-Messkampagne werden verschiedene Betriebspunkte (BP) vermessen, von denen drei für die Untersuchungen dieser Arbeit verwendet werden. Sie sind in den folgenden Kapiteln als BP1, BP2 und BP3 bezeichnet. BP1 und BP2 vertreten hierbei zwei komplett unterschiedliche Betriebspunkte. Bei BP3 handelt es sich um BP2 mit erhöhter Zapfluftentnahme.

Die Betriebspunkte definieren sich über folgende aerodynamische Variablen:

Machzahl Ma , Reynoldszahl Re , Turbulenzgrad Tu , Staffelungswinkel der Drallerzeuger und IGVs und die Zapfluftentnahme \dot{m}_{ZL} .

Die Staffelungswinkel der Schaufeln werden vor Testbeginn eingestellt. Das Turbulenzgitter in der Beruhigungskammer erzeugt einen konstanten Turbulenzgrad. Die erforderlichen Mach- und Reynoldszahlen werden über die Formeln 3.1 und 3.2 ([6]) aus den gemessenen Größen Totaldruck $p_{t,E0}$, Totaltemperatur $T_{t,E0}$ und dem statischen Druck $p_{s,E1}$ berechnet. $p_{t,E0}$ und $T_{t,E0}$ der Strömung werden an den Stützstreben des Einlaufs, in E0, gemessen. $p_{s,E1}$ wird arithmetisch aus den Endwanddruckbohrungen in E1 gemittelt.

$$Ma_{BP} = f(\kappa_{feu}, p_{t,E0}, p_{s,E1}) = \sqrt{\frac{2}{\kappa_{feu} - 1}} * \sqrt{\left(\frac{p_{t,E0}}{p_{s,E1}}\right)^{\frac{\kappa_{feu}}{\kappa_{feu} - 1}} - 1} \quad (3.1)$$

$$Re_{BP} = \frac{l_{ref} * c_{E1} * \rho_{E1}}{\mu_{dyn}} \quad (3.2)$$

Die absoluten Zuströmgrößen Ma_{BP} und Re_{BP} , welche den BP definieren, sowie $T_{t,E0}$ und $p_{t,E0}$, werden während der Messungen ständig überwacht und ihr Verlauf wird aufgenommen. Anhand der Messergebnisse wird die Stabilität des BP überprüft. Sie sollen sich laut Vorgaben über die Messzeit in den folgenden Toleranzen bewegen, [6]:

$$Ma_{BP} : +/ - 0.005 \quad Re_{BP} : +/ - 1.0\% \quad T_{t,E0} : +/ - 1.5K$$

Messgitter

Die Auswertungen dieser Arbeit konzentrieren sich auf E2 und E5, beide in radialer als auch in Umfangsrichtung traversierbar.

Gemessen wird in beiden Ebenen mit den im Abschnitt 3.2 beschriebenen pneumatischen Mehrlochsonden. In E2 werden zwei Dreilochsondenpaare, in E5 zwei Fünflochsondenpaare, verwendet. Sie sind jeweils in radialer als auch in Umfangsrichtung traversierbar. Die Sondenpaare (SP) sind so angeordnet, dass sich die beiden Messbereiche leicht überlappen, sodass sich ein zusammenhängendes Messraster ergibt.

Welche Segmente bei den jeweiligen Messungen abgedeckt werden ist der Tabelle 3.2 zu entnehmen.

Tabelle 3.2: Messraster

BP1					
Ebene	Anzahl Messpunkte (AM) je Sondenkopf		AM	Traversierbereiche	
	über Kanalhöhe	in Umfangsrichtung	gesamt	SP1	SP2
E2	9	19	684	18° - 39.6°	36° - 57.6°
E5	9	11	396	324° - 348°	342° - 366°
BP2					
E2	9	17	612	18° - 37.7°	36° - 55.2°
E5	9	10	360	324° - 345.6°	342° - 363.6°
BP3					
E2	9	19	684	18° - 39.6°	36° - 57.6°
E5	9	12	432	321.6° - 361.2°	339.6° - 366°

Wie zu erkennen ist wird immer mindestens eine Stützstrebenenteilung (mind. 36°) vermessen.

Aufgrund der Teilung der Schaufelreihen und der abgefahrenen Messsegmente sind in den ausgewerteten Messebenen je SP folgende Anzahl an Nachläufen der Drallerzeuger bzw. der Stützstreben zu erwarten:

E2 : 4 - 5,

E5 : 1.

4 Numerische Strömungsberechnung

Um Strömungsprobleme schneller und günstiger zu lösen werden statt Experimenten heutzutage oft CFD-Programme (Computational Fluid Dynamics) verwendet. Rechnergestützte 3D-Berechnungen von Verdichtern sind seit den 90er Jahren Standard [8]. Diese sind mittlerweile sehr leistungsfähig und helfen dabei, in kurzer Zeit hunderte von Varianten im Zuge der Auslegung und Optimierung bspw. neuer Triebwerksteile durchzurechnen. Die Ergebnisse, welche sie liefern sind jedoch noch nicht zu 100 Prozent perfekt. Noch dazu gibt es im Vorfeld der Rechnungen Unmengen an verschiedener Einstellungsmöglichkeiten des Setups.

Die Genauigkeit des CFD-Programms sollte allerdings für den jeweiligen Anwendungsbereich zuerst anhand einer Validierung überprüft werden. Der im DLR verwendete Strömungslöser TRACE wurde schon für Unmengen von Rechnungen, gerade in diesem Anwendungsbereich, eingesetzt, weshalb man seinen Ergebnissen ein gewisses Vertrauen entgegenbringen kann. Die Leistungsfähigkeit modernen CFD-Programme ist sehr hoch, dennoch werden sie täglich verbessert und es gilt die Ergebnisse immer wieder mit der Realität bzw. dem Experiment zu vergleichen. Gerade bei kritischen Fällen bei welchen man sich im Grenzbereich zur Ablösung bewegt [12].

Alle CFD-Simulationen, welche in dieser Bachelorarbeit gezeigt und im Vergleich mit den experimentell gewonnen Daten später noch diskutiert werden, wurden durch folgende Schritte erzeugt:

- Umwandlung der Geometrie in ein Rechennetz (Meshing of the geometry),
- Modellaufbereitung (Preprocessing),
- Berechnung des Strömungsfeldes.

Um die Daten im Anschluss darstellbar zu machen, muss noch eine Nachbearbeitung (Postprocessing) folgen.

Ziel dieses Kapitels ist es, eine Übersicht über die im Vorfeld einer Rechnung notwendigen Arbeitsschritte zu geben sowie die Einstellungen für die Rechnungen, welche im Zuge dieser Arbeit durchgeführt wurden, zu nennen.

Zuerst soll jedoch im folgenden Abschnitt erläutert werden was numerische Strömungsberechnung ist und wozu man diese benötigt.

4.1 Numerische Grundlagen

Die folgenden Zeilen sind entnommen aus [12].

Strömungsprobleme lassen sich durch 5 physikalischen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls(in x-, y-, z-Richtung) und Energie mathematisch beschreiben. Diese 5 Erhaltungsgleichungen werden auch Strömungsgleichungen oder Navier-Stokes-Gleichungen genannt. Sie sind analytisch nur lösbar, wenn viele Vereinfachungen getroffen werden (z.B. keine Reibung und Ablösung, keine Verluste).

CFD-Programme machen es möglich Strömungsprobleme mit weniger Vereinfachungen näherungsweise (= numerisch) zu lösen und somit eine genauere Lösung zu erhalten, welche mehr mit der Realität übereinstimmt.

Für die Lösung so komplexer Strömungsprobleme, wie der turbulenten Strömung in einer Turbomaschine, benötigt selbst ein CFD Programm viel Zeit. Um diese zu verkürzen, beschreibt man die hochfrequenten Turbulenzen näherungsweise über Turbulenzmodelle (gröberes Rechennetz). Daraus ergeben sich die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen.

Dadurch hängt jedoch die Genauigkeit der gesamten Lösung vom Turbulenzmodell ab. Eine weitere Vereinfachung des Rechenmodells wäre die Annahme, dass keine Ablösegebiete vorhanden ist. Da man jedoch genau das überprüfen möchte, ob nicht doch Ablösungen auftreten, macht diese Vereinfachung für die in der Arbeit durchgeführten Untersuchungen keinen Sinn.

4.2 Rechennetz

4.2.1 Netzerzeugung

Die folgende Beschreibung der Netzerzeugung ist entnommen aus [12].

Um die Differenzialgleichungen (partielle Ableitungen) lösen zu können, müssen die darin enthaltenen Differentiale vom Computer durch Differenzen ersetzt werden (Diskretisierung). Die Lösungen der so entstandenen Differenzengleichungen werden nicht für jeden Punkt einer Geometrie berechnet. Stattdessen wird ein Rechennetz erstellt, welches das durchströmte Volumen in viele kleine Volumenelemente (Finite-Volumen-Verfahren) zerteilt.

Die Lösungen werden dann nur für die sogenannten Stützstellen berechnet. Dabei können die Stützstellen entweder auf den Ecken des Volumenelementes oder im Inneren (Zellenzentrumsverfahren) liegen.

Je feiner das Netz, desto genauer die Lösung und desto länger die Rechenzeiten.

Deshalb wählt man für die Bereiche bei denen man von großen Veränderungen der Zustandsgrößen ausgeht (Wandnähe, Nachlaufbereiche) eine feinere Netzstruktur als für die

Bereiche in denen man keine großen Änderungen erwartet. So grob wie möglich und so fein wie nötig.

Netze werden durch folgende Schritte erstellt:

- Erzeugung der Geometrie, durch welche die Strömung sich bewegt bzw. sich in der Strömung befindet (z.B. CAD-Modell).
- Randflächenerzeugung : Flächen, durch welche die Strömung in das Rechengebiet eintritt (Zuströmrand) und austritt (Abströmrand) definiert werden. Des Weiteren werden strömungsundurchlässige Flächen als Festkörperperränder definiert.
- Rechnernetzerzeugung
- Rechnernetzadaption, heißt Anpassung des Netzes an Geometrie- und Strömungsgradienten und an Grenzschichten.

Da beide verwendeten Netze gestellt wurde, wird hier auf eine nähere Beschreibung der Netzerzeugung verzichtet.

4.2.2 Verwendete Netze

Beide für diese Bachelorarbeit verwendeten Netze wurden nicht von mir erstellt. Sie wurden mir freundlicherweise durch die MTU Aero Engines München (Projektpartner) bereitgestellt. Ich habe lediglich Blockzerkleinerungen vorgenommen, um die Recheneffizienz zu erhöhen, und die in 4.2 dargestellten Setupvariationen durchgeführt.

Die Netze für die Einzel- und die Multipassage werden im Folgenden vorgestellt.

Der CFD-Modellierungsbereich beginnt mit E1 und endet nach der Reihe der IGVs (siehe Abbildung 4.1).

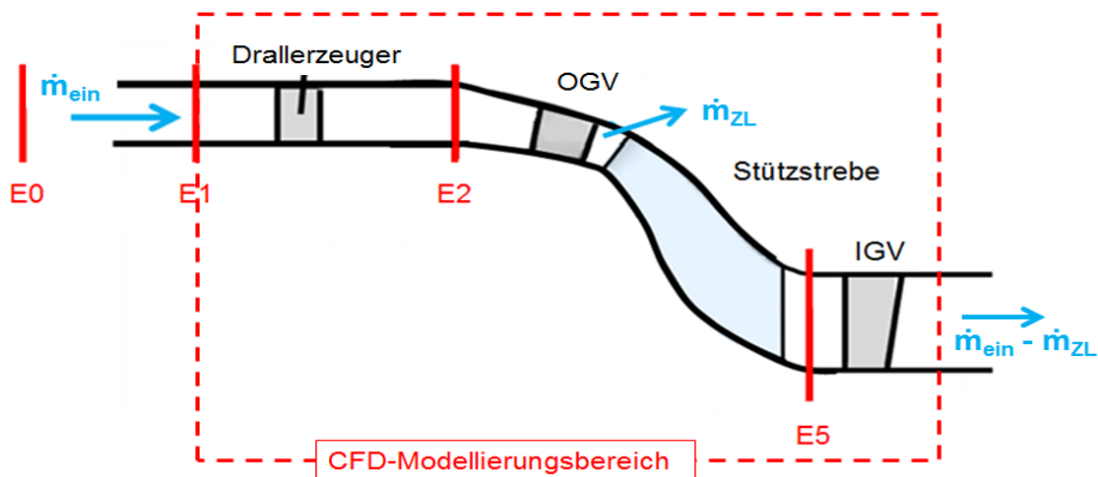


Abbildung 4.1: Modellierungsbereich

Die Geometrie der Einzelpassage beinhaltet eine Schaufel pro Reihe. Sie besteht aus den Reihen Drallerzeuger, OGV, Stützstrebe und IGV (siehe Abbildung 4.2).

Die Multipassage bildet eine Stützstrebenenteilung ab und besteht aus:

6 Drallerzeugern, 12 OGVs, einer Stützstrebe und 3 IGVs (siehe Abbildung 4.3).

Die Wahl der Schaufelkombination ist numerische getrieben und wurde so gewählt, um ein durchgängiges Rechennetz ohne Mischungsebenen (siehe Erklärung weiter unten) zu erhalten. Zu den vier Reihen der Einzelpassage kommt im Netz der Multipassage noch ein Zapfluftentnahmeblock hinzu (siehe Abbildung 4.4).

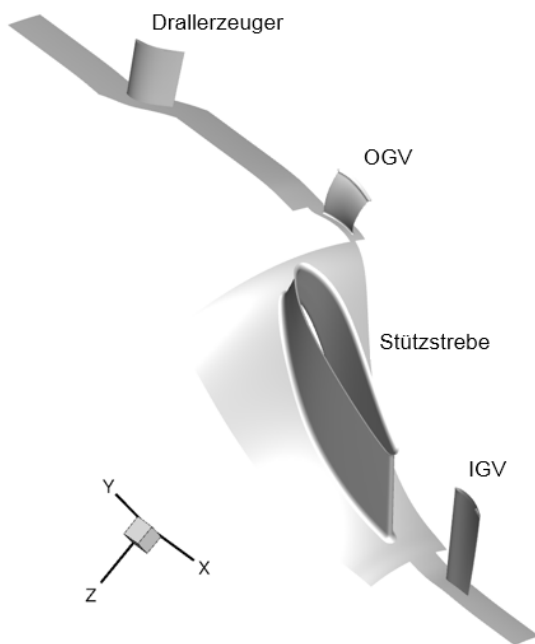


Abbildung 4.2: Einzelpassage Geometrie

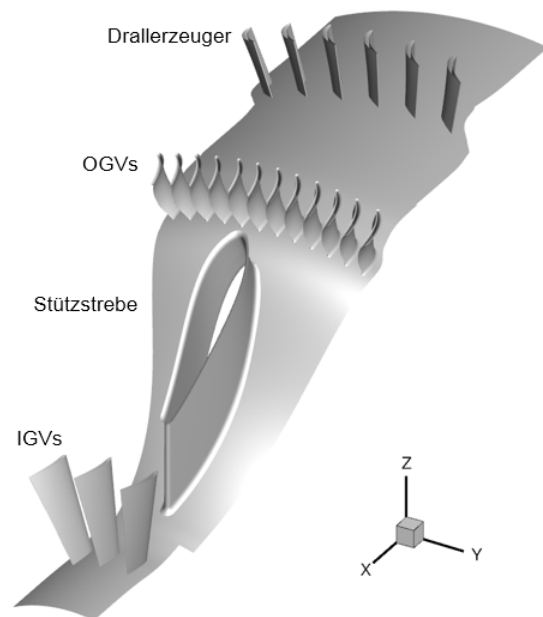


Abbildung 4.3: Multipassage Geometrie

Das Gesamtnetz ist jeweils aus den Netzen der oben genannten Reihen zusammengesetzt, siehe farbliche Unterteilung in Abbildungen 4.4 und 4.5.

Die Reihe des Drallerzeugers hat einen langen Ein- und Auslassblock. Die IGV-Reihe einen langen Auslassblock. An Zu- und Abströmrund des Netzes werden die sogenannten Randbedingungen des zu lösenden Gleichungssystems angegeben, siehe dazu folgendes Kapitel.

Zwischen den verschiedenen Reihen müssen die Strömungsinformationen an den Grenzflächen/ Schnittstellen übergeben werden.

In der Einzelpassage passiert dies über Mischungsebenen (siehe Abbildung 4.4). Diese werden bspw. verwendet, wenn die Reihen des Gesamtnetzes aus unterschiedlichen Teilungen des Vollkranzes bestehen. An ihnen werden die Strömungsinformationen in radialen Bändern flussgemittelt und an die nächste Reihe übergeben. Hierdurch gehen jedoch wichtige Informationen verloren, so werden bspw. Nachläufe und Wirbel an diesen Flächen ausge-

mischt.

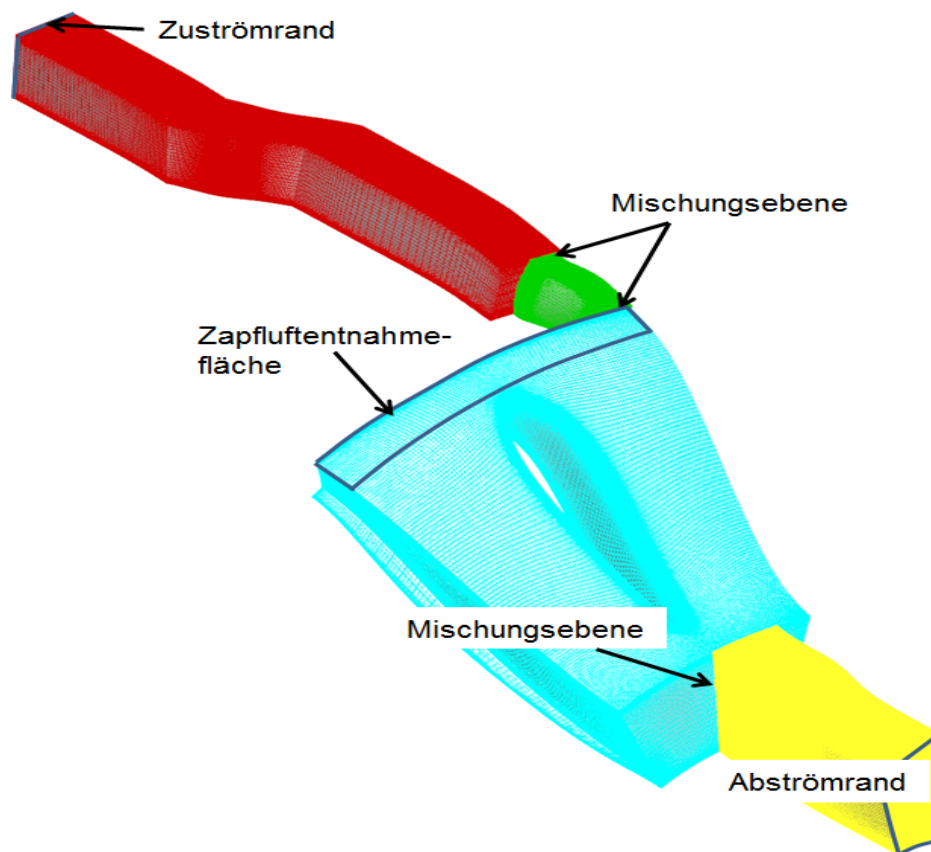


Abbildung 4.4: Einzelpassage Netz

Bei der Multipassage befinden sich an diesen Stellen sowie an der Schnittstelle zum Zapfluftentnahmeblock zonale-Flächen (siehe Abbildung 4.5). An ihnen findet keine Mittelung der Strömungsinformationen statt. Dadurch kann inhomogene Strömung passieren und Nachläufe sowie Wirbel werden nicht ausgemischt.

Bei Gehäuse, Nabe und Schaufeln handelt es sich um strömungsundurchlässige Flächen. Alle anderen Flächen sind strömungsdurchlässig.

Da es sich bei den zu berechnenden Passagen um eine komplexe Geometrie handelt, welche aus mehreren Teilen/Schaufeln zusammengesetzt ist, werden blockstrukturierte Netze verwendet. Die Netzzellen sind Hexaeder. Die Unterteilung des durchströmten Volumens in verschiedene Blöcke hat den Vorteil, dass die Netze in den verschiedenen Bereichen optimal auf die Geometrie angepasst werden können, um so eine genauere Lösung zu erhalten. Durch die zusätzliche Schiefwinkligkeit des Netzes können sich die Rechennetzlinien optimal der Wandkontur anpassen:

Direkt um die Schaufeln wurden O-Netze verwendet. Alle anderen verwendeten Netze sind H-Netze (siehe Abbildung 4.6).

Die O-Netze befinden sich O-förmig um die Schaufelprofile. Sie können die Grenzschicht

an Geometrien sehr gut auflösen, jedoch keine Nachläufe. Die H-Netze sind eckig um die Profile und in den Zu- und Ablaufstrecken angeordnet. Die Netzlinien sind zum Profil hin verdichtet, um die Grenzschicht beziehungsweise die Nachläufe gut aufzulösen.

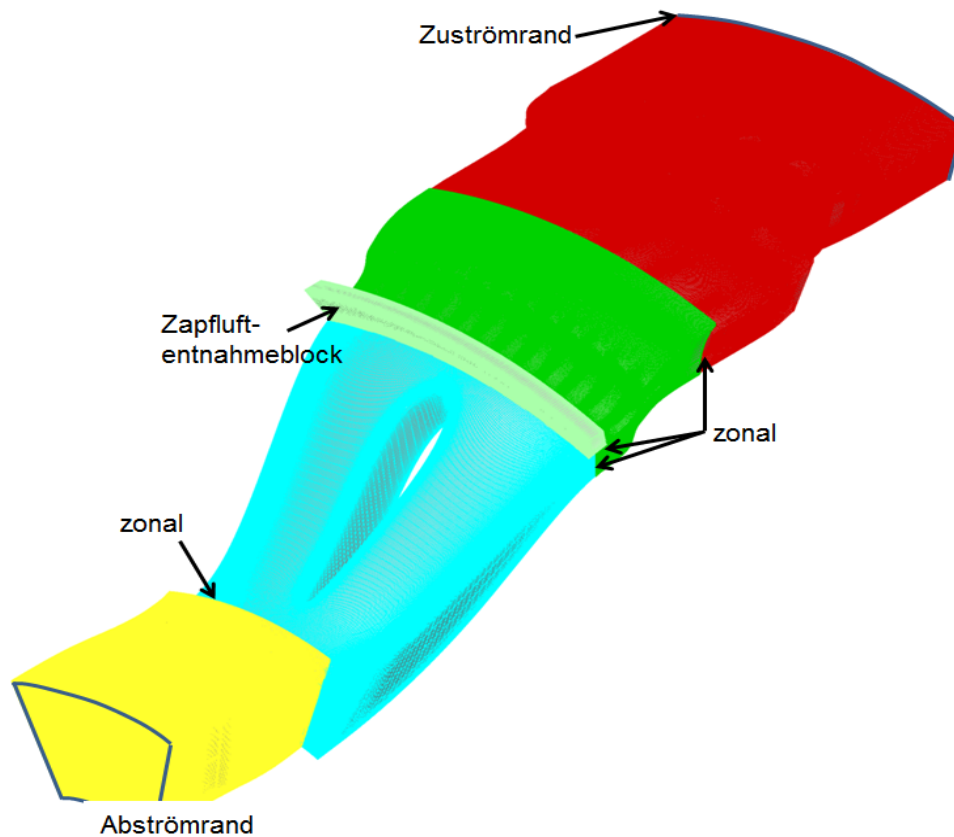


Abbildung 4.5: Multipassage Netz

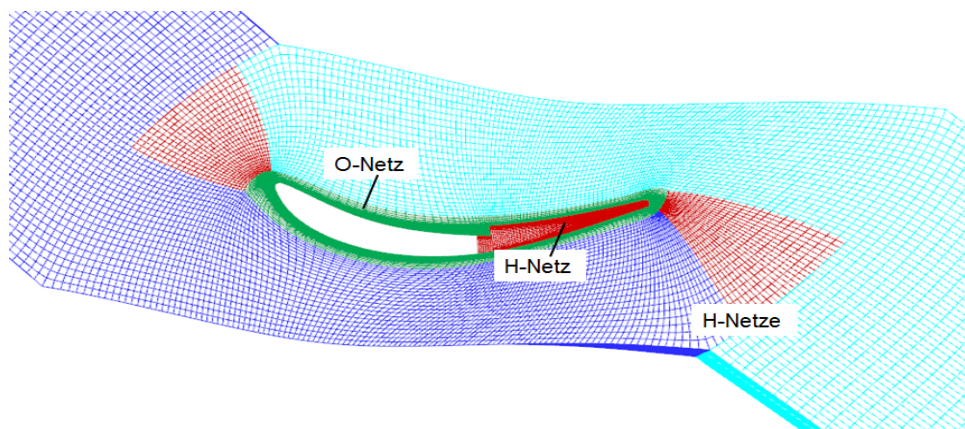


Abbildung 4.6: O- und H-Netz

Da es sich um reibungsbehaftete Strömungen handelt sind die Rechennetze zu den Festkörperrändern hin verdichtet, um die Grenzschicht aufzulösen. Ebenso liegen Netzverdichtungen an Vorder- und Hinterkanten der Schaufelprofile vor. Diese haben den Zweck die

sich durch die starke Krümmung ergebenden stärkeren Strömungsgradienten mit zufriedenstellender Genauigkeit aufzulösen.

Für die Reihen werden folgende Zellenanzahlen verwendet:

Tabelle 4.1: Zellenanzahl der Einzelpassagenreihen

Einzelpassage			
Reihe	Reihentyp	Blockanzahl	Zellen
Drallerzeuger	Stator	18	1.845.136
OGV	Stator	12	382.976
Stützstrebe	Stator	9	1.213.056
IGV	Stator	15	2.616.416
Total		54	6.087.584

Tabelle 4.2: Zellenanzahl der Multipassagenreihen

Multipassage			
Reihe	Reihentyp	Blockanzahl	Zellen
Drallerzeuge	Stator	121	17.597.280
OGV	Stator	144	6.580.224
Stützstrebe	Stator	12	1.733.760
IGV	Stator	55	9.250.848
Zapfluft	CAVITY S	1	361.920
Total		333	35.524.032

4.3 Preprocessing

Unter Preprocessing versteht man die nach der Netzerstellung noch notwendigen Vorbereitungen der Strömungsrechnung. Hierzu wurde die Software GMC (The General Mesh Connector) der MTU Aero Engines verwendet.

4.3.1 Randbedingungen

Folgendes ist aus [12] entnommen.

Die durch das CFD-Programm zu lösenden Gleichungen bilden ein gekoppeltes nichtlineares Differenzialgleichungssystem 2ter Ordnung. Da dieses Gleichungssystem unterbestimmt ist, mehr Unbekannte als Gleichungen besitzt, bedarf es neben den 5 physikalischen Erhaltungsgleichungen noch zusätzlicher Gleichungen. So müssen für alle Differentialgleichungen im Turbulenzmodell physikalische Randbedingungen vorgegeben werden. Typische Randbedingungen sind z.B.:

- Was strömt in das Rechengebiet hinein (Zuströmrand)?
- Was strömt aus dem Rechengebiet heraus (Abströmrand)?
- Wie ist die Strömung an einer festen Wand (Festkörperperrand)?

Bei einer 3D-Rechnung enthält das durch den Strömungslöser zu lösende Gleichungssystem die 5 Unbekannten Dichte ρ , Geschwindigkeiten (u , v , w) und die spezifische innere Energie e . Diese Größen müssen entweder für den Rand vom Benutzer vorgegeben werden (physikalische Randbedingungen (PRB) - konstante oder variable Verteilung aus Messung oder theoretischer Herleitung) oder vom Programm berechnet werden (numerischen Randbedingungen (NRB) - verknüpfen den Rand mit dem Innenfeld).

Dabei muss die Summe der Randbedingungen RB immer der Anzahl der zu lösenden Erhaltungsgleichungen entsprechen. Also für den 3D-Fall jeweils 5 Randbedingungen für den Zuström-, den Abströmrand und den Festkörperperrand.

Für 3D Probleme einer Unterschallströmung, wie sie hier vorliegt, müssen für den Zuströmrand 4 physikalische Randbedingungen vorgegeben werden und eine numerische Randbedingung wird vom Programm berechnet (siehe Abbildung 4.7). Am Abströmrand muss 1 PRB vorgegeben werden und 4 NRB werden berechnet. Am Festkörperperrand sind es 4 PRB und 1ne NRB.

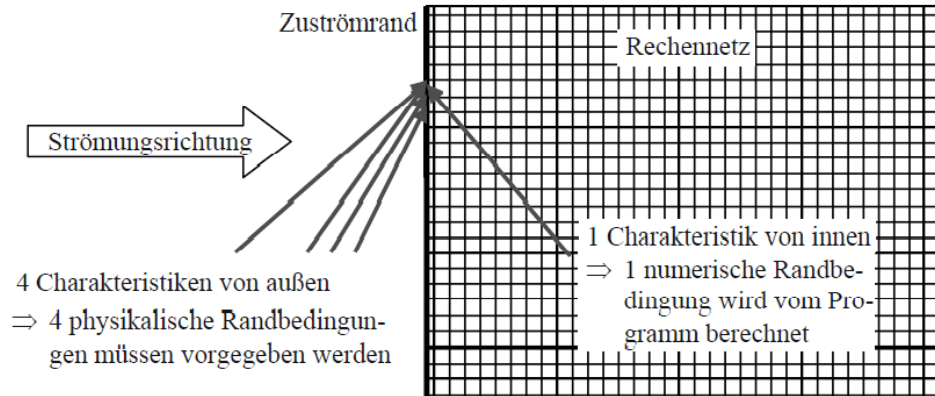


Abbildung 4.7: Charakteristiken am Unterschallzuströmrand [12]

Die für die Simulationen verwendeten PRB sind der Tabelle 4.3 zu entnehmen. Außerdem wird ein Massenstromregler eingesetzt: Dieser ersetzt nach einer fest vorgegebenen Anzahl an Zeitschritten die PRB des statischen Druckes am Abströmrand des Rechengebietes. Er versucht die Lösung auf einen vorgegebenen Wert zu regeln.

Die für die Rechnungen verwendeten Randbedingungen wurden aus den jeweiligen Messungen über den Zeitraum der Messung gemittelt.

Tabelle 4.3: physikalische Randbedingungen der Rechnungen

Zuströmrand			
physikalische Größe	Formelzeichen	Einheit	Wert
Totaldruck	p_t	Pa	je nach BP
Totaltemperatur	T_t	K	je nach BP
Zuströmrichtung xz-Ebene	γ	$^\circ$	0
Zuströmrichtung xy-Ebene	α	$^\circ$	0
Abströmrand			
statischer Druck	p_s	Pa	je nach BP
Abströmrand Zapfluftentnahme			
Zapfluftmassenstrom	\dot{m}_{ZL}	kg/s	je nach BP
Festkörperperrand			
Gehäuse/Nabe		Wandfunktion	
Schaufel(-wand)		LowRe-Wandformulierung	

4.3.2 Setup

Der folgenden Tabelle sind die Setupeinstellungen zu entnehmen, welche in GMC vorgenommen werden.

Tabelle 4.4: notwendige Berechnungsparameter

Einstellungen des Strömungslösers	
Parameter	Mode
Solver Mode	nicht linear
Strömung	stationär
Space accuracy	2te Ordnung
CFL-Zahl	25
Robust convergence acceleration	Ja
Equation settings	
Governing equations	turbulent
Turbulenzmodell	Wilcox 1988 k- ω [16]
Transitionsmodell	MultiMode
Stagnation point anomaly fix	KatoLaunder
Rotationseffekte	StreamlineCurvature
Verdichtungseffekte	Aus
Interface-Konfiguration	
Mischungsebene (Multipassage)	Fourier-Methode
zonale Flächen (Singlepassage)	-

4.4 Der Strömungslöser

Die Berechnungen des Strömungsfeldes erfolgten mithilfe Berechnungssoftware TRACE (Version 8.2.417). Wie unter Abschnitt 4.3.2 schon erwähnt, wurde dafür das Turbulenzmodell k- ω nach Wilcox 1988 [16] und das Transitionsmodell 'MultiMode' verwendet.

Eine numerische Lösung ist konvergent, wenn sie die Differentialgleichungen erfüllt. Dies wird z.B. bei Zeitschrittverfahren anhand des so genannten Residuums überprüft. Das Residuum ist ein Zahlenwert für jede Erhaltungsgleichung, der angibt, in wie weit die stationäre Erhaltungsgleichung erfüllt ist. Ist es um 4-5 Größenordnungen gesunken, so spricht man in der Praxis von einer konvergenten Lösung (theoretisch müsste das Residuum exakt Null sein) [12].

5 Messungen

In diesem Abschnitt soll überprüft werden, ob die gemessenen Werte der Betriebspunkte plausibel sind, und ob sich die absoluten Zustandsgrößen über die Messzeiten in den vorgegebenen Toleranzen bewegen. Anschließend wird die Plausibilität der Ergebnisse der Mehrlochsondenmessungen aus E2 und E5 überprüft.

5.1 Konstanz der Eintrittsgrößen

Bei ersten Messungen zeigten sich starke Re-Schwankungen zusammen mit einer Temperaturerhöhung von mehreren Kelvin über den Messzeitraum. Re-Veränderungen sind ein Indikator für laminar-turbulente-Strömungsübergänge [4]. Da die Strömung im Kanal jedoch voll turbulent ist, müssen die Schwankungen der Reynoldszahl am Eintritt durch andere Größen verursacht sein. Weitere mögliche Ursachen für eine Re-Veränderung ist der Temperatureinfluss.

Die Ursache für den Temperaturanstieg ist, dass es sich beim Gesamtsystem der Messstrecke um einen Kanal mit geschlossenem Luftkreislauf handelt. Das verwendete Fluid wird über den Messzeitraum im Kreis gefördert und erwärmt sich somit stetig, aufgrund der Reibung zwischen Kanalwand und Fluid.

Eine Möglichkeit Re über den Messzeitraum konstant zu halten ist, abzuwarten, bis der Temperaturgradient hinreichend klein geworden ist (siehe Messergebnisse BP1, Abbildungen 5.1 und 5.2).

Die Rohre der Kreiskanalstrecke verlaufen jedoch hauptsächlich außerhalb von Gebäuden. Werden die Messungen an einem (zuerst kalten) Tag mit späterer Sonneneinstrahlung durchgeführt (starke Erwärmung der Rohre und somit des darin strömenden Fluids durch Sonneneinstrahlung), so lässt sich ein akzeptabler Temperaturgradient nicht erreichen.

Eine Konstanz von Re ist auch über die Veränderung des Totaldruckniveaus realisierbar. Erste Messungen zeigten jedoch, dass kleinste Schwankungen des Totaldrucks $p_{t,E0}$ über den Messzeitraum große Auswirkungen auf das Totaldruckniveau in E2 und E5 haben. Um über den Zeitraum der Traversiermessungen ein konstantes Totaldruckniveau in diesen beiden Ebenen zu garantieren, einigte man sich darauf, zu Beginn der Messung zwar das für diesen BP benötigte Re-Niveau einzustellen, sich dann aber auf die Konstanz von $p_{t,E0}$ zu konzentrieren.

Somit erweitern sich die in Kapitel 3.3 erwähnten Toleranzbereiche um $p_{t,E0}$:

$$Ma_{BP} : +/ - 0.005 \quad Re_{BP} : +/ - 1,0\% \quad T_{t,E0} : +/ - 1,5K \quad p_{t,E0} : +/ - 0.4\%$$

Im Folgenden werden die Betriebspunkte von 1 bis 3 nacheinander betrachtet. Dabei sind die Toleranzbereiche in den Graphen grau dargestellt. Hier und in allen folgenden Auswertediagrammen dieser Arbeit sind die Daten jeweils mit dem ersten gemessenen

Wert aus der Eintrittsebene der entsprechenden Größe normiert.

BP1

Abbildung 5.1 zeigt im linken Graphen den Verlauf der Machzahl des Betriebspunktes (Ma_{BP}) und im rechten Graphen den Verlauf der Re-Zahl des Betriebspunktes (Re_{BP}) jeweils über der Zeit. In Abbildung 5.2 ist links der Verlauf von $T_{t,E0}$ und rechts von $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit dargestellt. Die Machzahl nimmt über die gesamte Zeit um 0.003 ab, die Reynoldszahl sinkt in den ersten 40 Minuten um 0.5% und ist dann konstant. Die Temperatur steigt über die Messzeit um 0.5K (siehe Abbildung 5.2). Der statische Druck sowie der Totaldruck sinken nach 40 Minuten Messzeit um 0.25%. Somit bewegen sich alle 4 Werte innerhalb der Toleranzen und BP1 ist als konstant und die Strömung als stationär zu bewerten.

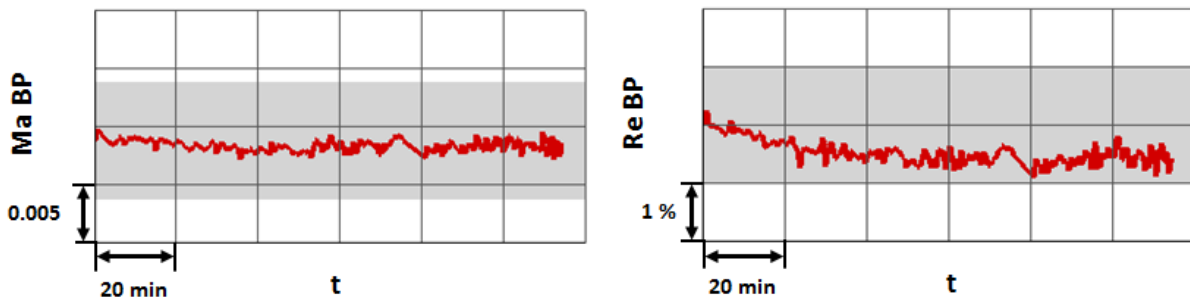


Abbildung 5.1: BP1: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit

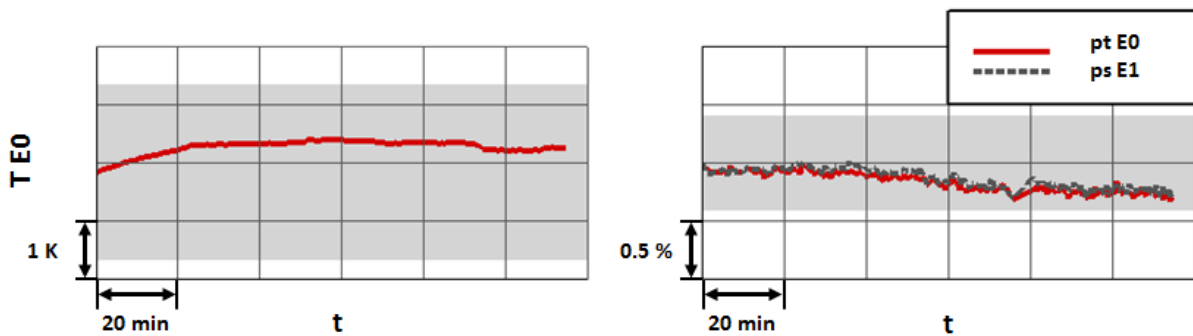
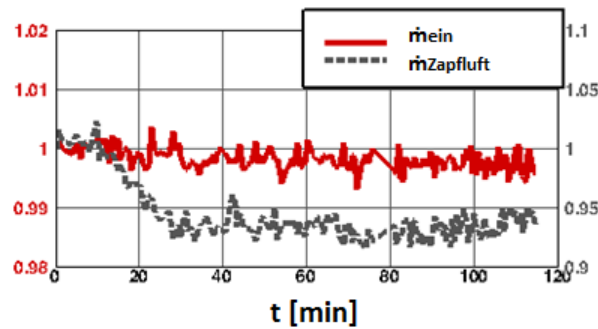


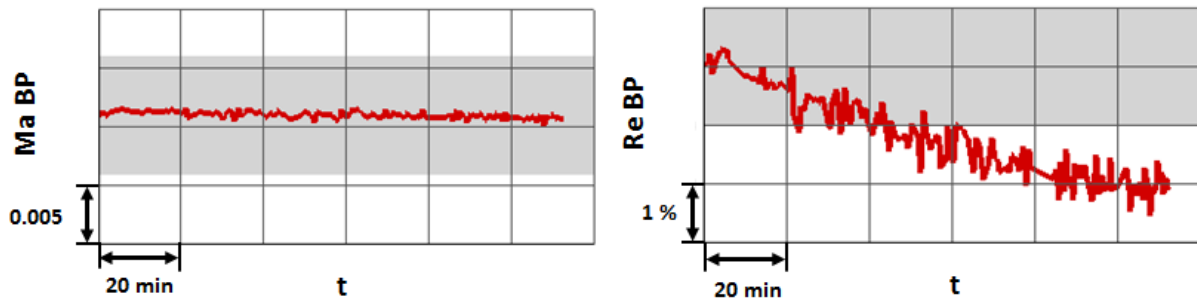
Abbildung 5.2: BP1: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit

Abbildung 5.3 zeigt den Eintritts- und den Zapflutmassenstrom über der Zeit: Der Zapflutmassenstrom sinkt in den ersten 30 Minuten der Messzeit um mehr als 5% wobei der Eintrittsmassenstrom über die gesamte Messzeit konstant ist (Schwankungen $< 1\%$). Da die Zapflut von einem externen, unabhängigen Verdichter herausgeführt wird, können die Schwankungen zwischen Eintrittsmassenstrom und Zapflutmassenstrom variieren.

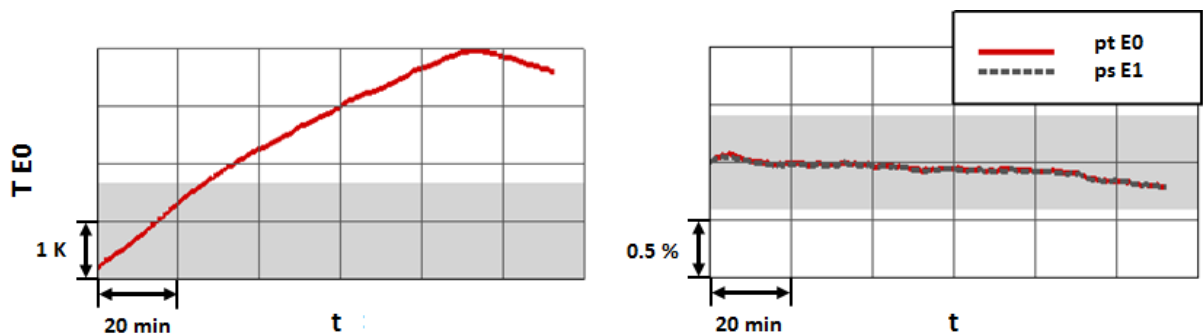
Abbildung 5.3: BP1: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit

BP2

Der Machzahlverlauf ist über die Messzeit konstant, die Reynoldszahl sinkt jedoch um mehr als 2% und liegt somit außerhalb des Toleranzbereiches (siehe Abbildung 5.4).

Abbildung 5.4: BP2: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit

Der totale und der statische Druckverlauf sind mit 2.5% Verlust über die Messzeit stabil. Die Temperaturzunahme von fast 4K über einen Messzeitraum von 90 min ist als Ursache für die Verringerung der Reynoldszahl auszumachen (für beide Angaben siehe Abbildung 5.5).

Abbildung 5.5: BP2: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit

Der Eintrittsmassenstrom sinkt um fast 2% über den Messverlauf (siehe Abbildung 5.6).

Der selbe Graph zeigt, dass der Zapfluftmassenstrom bis zu Messminute 95 um $\pm 2\%$ schwankt und dann auf einen Wert 4% unterhalb des Startwertes sinkt.

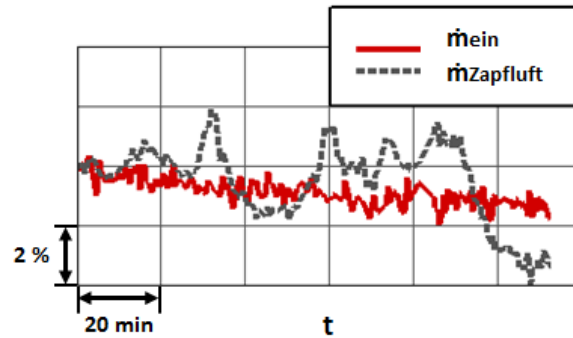


Abbildung 5.6: BP2: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit

BP3

In Abbildung 5.7 zeigt die Machzahl des BP3, wie auch schon bei den andern beiden Betriebspunkten, einen konstanten Verlauf. Die Re-Zahl verlässt nach 50 min Messzeit den Toleranzbereich und weist am Ende der Messzeit eine Abweichung von 2% auf. Auch hier ist die Reynoldszahlabnahme auf eine Temperaturzunahme zurückzuführen. Denn wie man im rechten Graphen der Abbildung 5.8 sehen kann, steigt diese um 2.5K über einen Zeitraum vom 125 min. Totaler und statischer Druck sinken um jeweils 0.2% . In den letzten 25 min der Messzeit stellt sich bei diesen drei sich verändernden Größen ein konstanter Zustand ein.

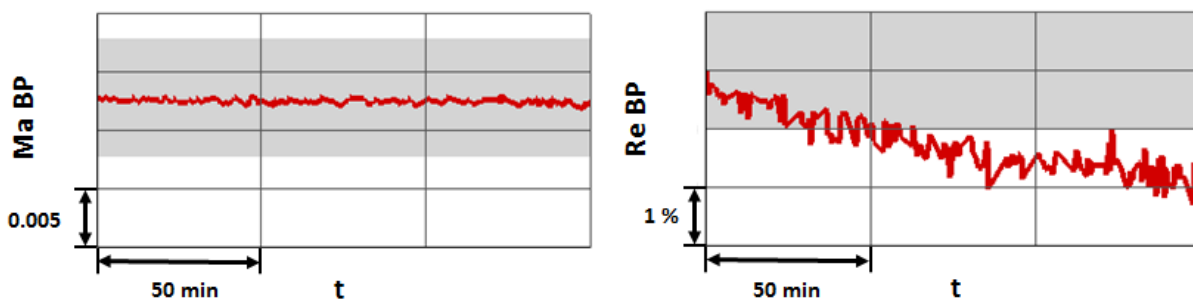
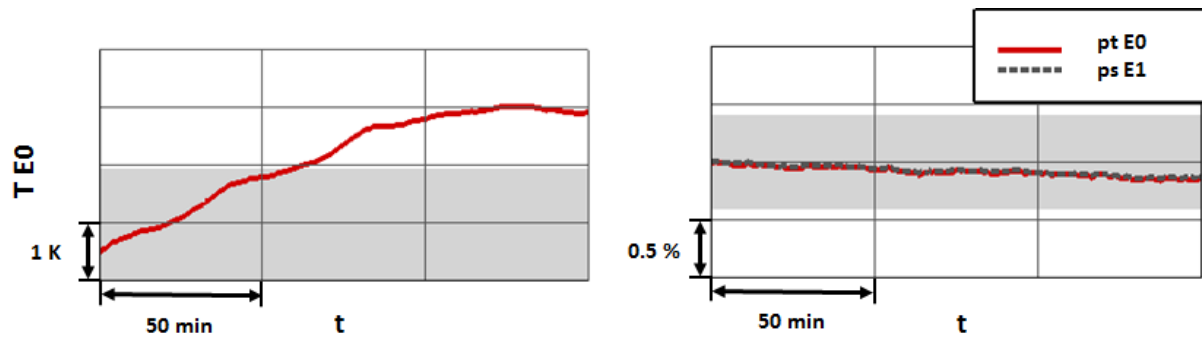
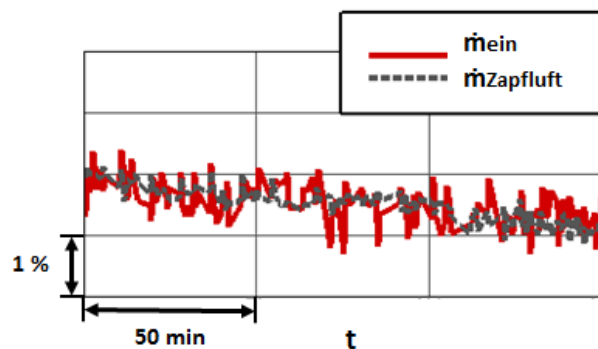


Abbildung 5.7: BP3: Verlauf Ma_{BP} und Re_{BP} über der Messzeit

Abbildung 5.8: BP3: Verlauf $T_{t,E0}$, $p_{t,E0}$ und $p_{s,E1}$ über der Messzeit

Der Eintritts- und der Zapflußmassenstrom sinken um jeweils 1% (siehe Abbildung 5.9), dieser Verlust bewegt sich in einem zu vernachlässigenden Bereich.

Abbildung 5.9: BP3: Verlauf \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{ZL} über der Messzeit

Da sich die Totaltemperatur nicht beeinflussen lässt und somit nach der Konstanztheit des Totaldruckes geregelt wurde, lässt sich abschließend sagen: in allen Betriebspunkten wurde der stationäre Strömungszustand hinreichend erreicht und die Messdaten können für die Auswertung verwendet werden.

5.2 Plausibilität der Mehrlochsondenmessungen

In den folgenden Konturplots ist jeweils die relative Kanalhöhe h_{rel} über der Umfangskoordinate in Grad $[\circ]$ aufgetragen. Dargestellt sind die normierten Werte aus den Mehrlochsondenmessungen in E2 und E5.

Wie im vorangegangenen Kapitel schon erwähnt, wurden die Daten jeweils mit dem ersten gemessenen Wert aus der Eintrittsebene der entsprechenden Größe normiert. Somit handelt es sich um prozentuale Angaben.

Außer bei den Strömungswinkeln. Für diese gilt Folgendes, jeweils bezogen auf die durch die Geometrie erwartete Umlenkung:

Umfangswinkel θ :

+ (rot): Überumlenkung - (blau): Minderumlenkung

Radialwinkel γ :

- (rot): Minderumlenkung blau: die an dieser Stelle erwartete Umlenkung

Dabei sind alle Konturplots in diesem Kapitel, sowie in allen Folgenden, mit Blick gegen die Strömung dargestellt. Die 0° -Umfangskoordinate befindet sich am obersten Punkt des Kanals mit positiver Drehrichtung bei Blick gegen die Strömung rechts herum.

Die Messwerte von p_t und p_s sind um die Differenz, welche sich aus den Schwankungen der jeweiligen Größen am Eintritt ergibt, korrigiert, da selbst Schwankungen $< 0.4\%$ in den Konturdarstellungen erkennbar waren. Siehe dazu Abbildung 5.12, in welcher die unkorrigierten und korrigierten Messwerte des BP2 beispielhaft für alle Betriebspunkte gegenüber gestellt werden.

Bei den folgenden Darstellungen der Messergebnisse bleibt zu beachten, dass nur für die markierten Messpunkte Ergebnisse vorliegen. Dabei entspricht ein schwarzer Punkt im Diagramm einer Messstelle. Alle dazwischenliegenden Daten sind durch Tecplot (Visualisierungs- und Analysesoftware) interpoliert und müssen somit nicht der Realität entsprechen.

In den Darstellungen zu BP1 E2 (siehe Abbildung 5.10) sind, wie aufgrund des Messsegmentes und der Teilung erwartet (siehe Unterkapitel 3.3), 4 - 5 Nachläufe je Sondenpaar zu erkennen. Das Totaldruckniveau ist im Vergleich zum Eintritt in den Passagen annähernd gleich geblieben. Das Niveau der Machzahl hat sich, aufgrund der Einlaufdüse und des beschleunigenden Gitters, insgesamt um mehr als die Hälfte erhöht, an einigen Stellen der Passagen sogar fast verdoppelt. Durch die damit zusammenhängende dynamische Druckerhöhung, ergibt sich eine Reduzierung des statischen Druckniveaus um maximal 16% im

Vergleich zu den Eintrittswerten. Die Messwerte von θ entsprechend in den Passagen der erwarteten Umlenkung. In den Nachläufen ist im Gehäusebereich eine Überumlenkung und im Nabenbereich eine Minderumlenkung der Strömung zu sehen.

Des Weiteren ist in E2 keine Stromaufwirkung der Stützstreben erkennbar.

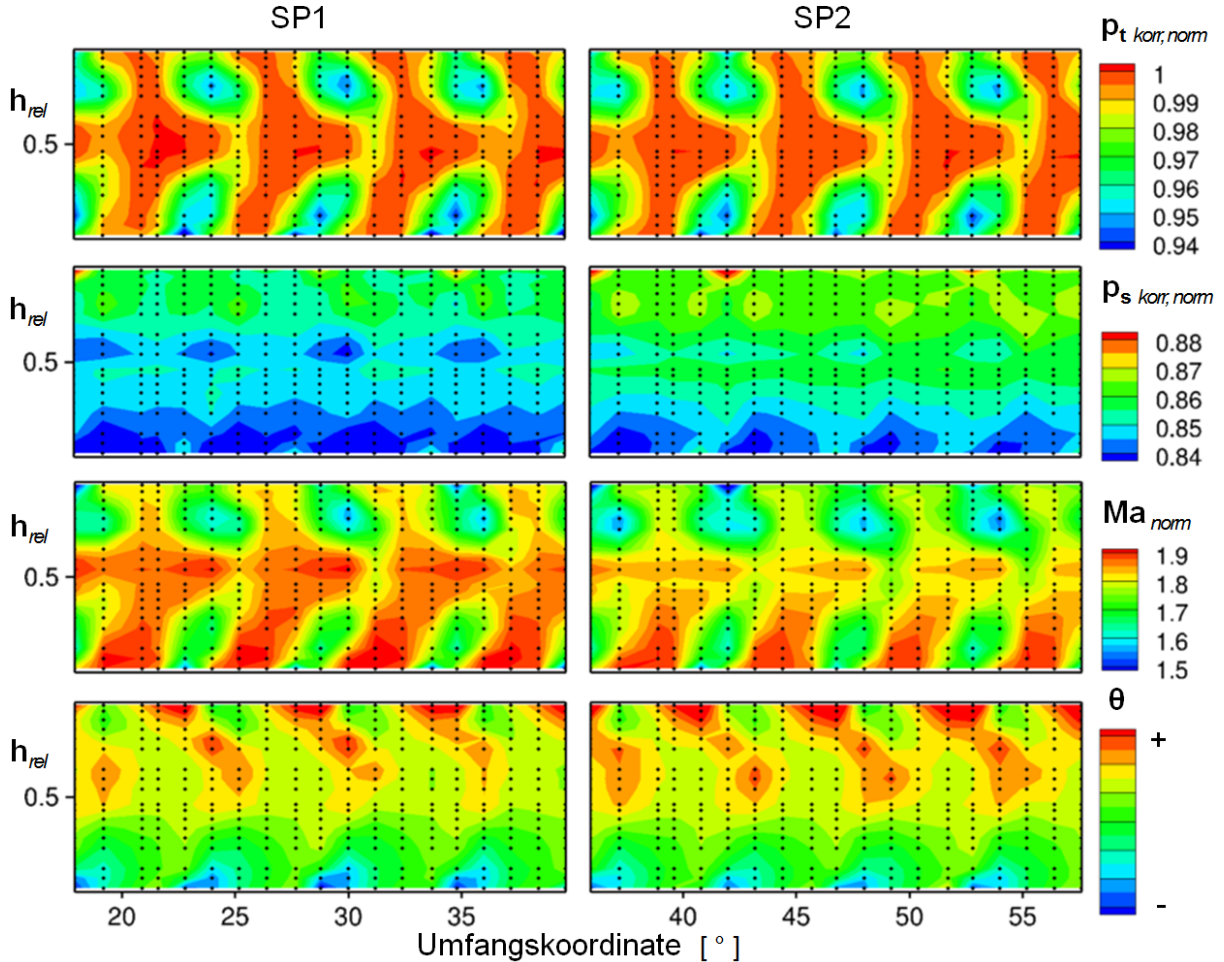


Abbildung 5.10: BP1 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

Die Unterschiede in den Messergebnissen von SP1 zu SP2 lassen sich durch einen leicht unterschiedlichen Einbauwinkel erklären.

Die durch die Sondenpaare gemessenen Winkel weisen eine Maxima- sowie eine gleichgroße Minima-Winkeldifferenz auf. Daraus lässt sich schließen, dass die Sondenpaare um einen Wert in der Größenordnung dieser Differenz zueinander verdreht sind.

In BP1 E5 (siehe Abbildung 5.11) ist ebenfalls die erwartete Anzahl an Nachläufen zu erkennen. Der maximal gemessene Totaldruck liegt 2% unter dem Eintrittswert. Das Totaldruckniveau ist im Mittel um 8% gesunken. Die mittlere Ma-Zahl ist geringer verglichen mit E2, wodurch sich das statische Druckniveau wieder leicht anhebt. θ liegt wie erwartet größtenteils beim erwarteten Strömungswinkel, bei γ ist jedoch, außer im linken unteren Quadranten, eine Überumlenkung vorzufinden.

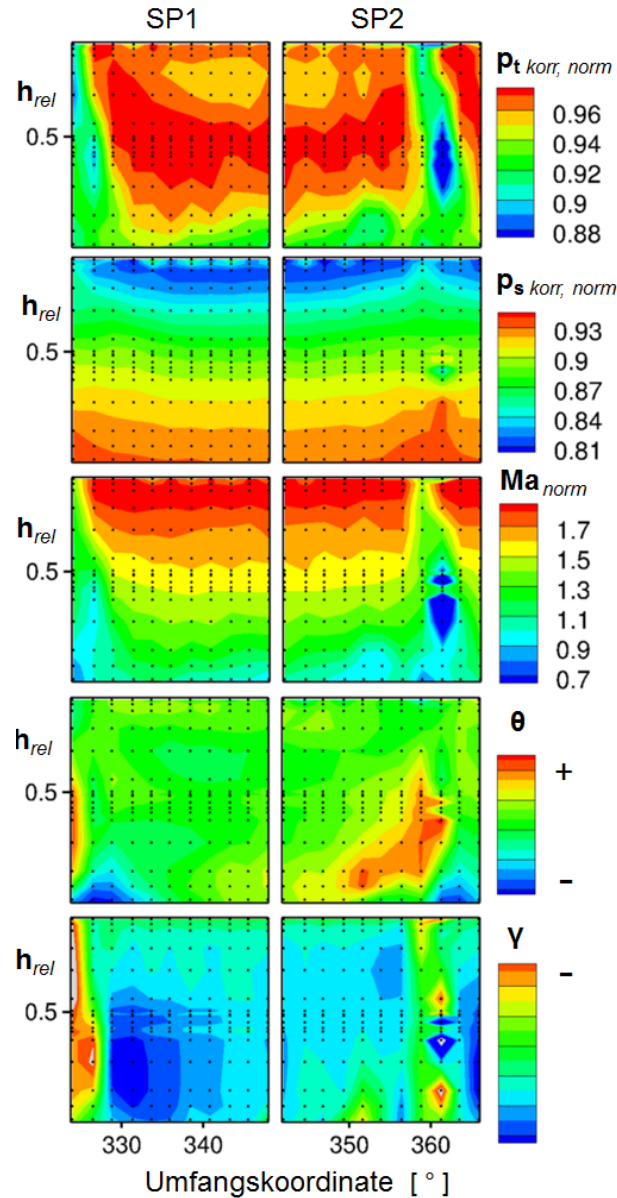


Abbildung 5.11: BP1 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

Die Messergebnisse von BP2 und BP3 zeigen die selbe Anzahl an Nachläufen und sind in Anhang 9 abgebildet.

In der folgenden Abbildung 5.12 ist beispielhaft für alle drei Betriebspunkte der Unterschied zwischen unkorrigierten und korrigierten p_t - und p_s -Messwerten dargestellt, welcher sich durch die Druckschwankungen von 0.25% des BP2 ergibt (siehe Abbildung 5.5). Bei den unkorrigierten Druckwerten lässt sich deutlich ein abfallendes Druckniveau über die Zeit der Messung (= zunehmende Umfangskoordinate) erkennen. Bei den korrigierten Drücken lassen sich deutlich periodisch wiederkehrende Bereiche gleichen Drucks erkennen.

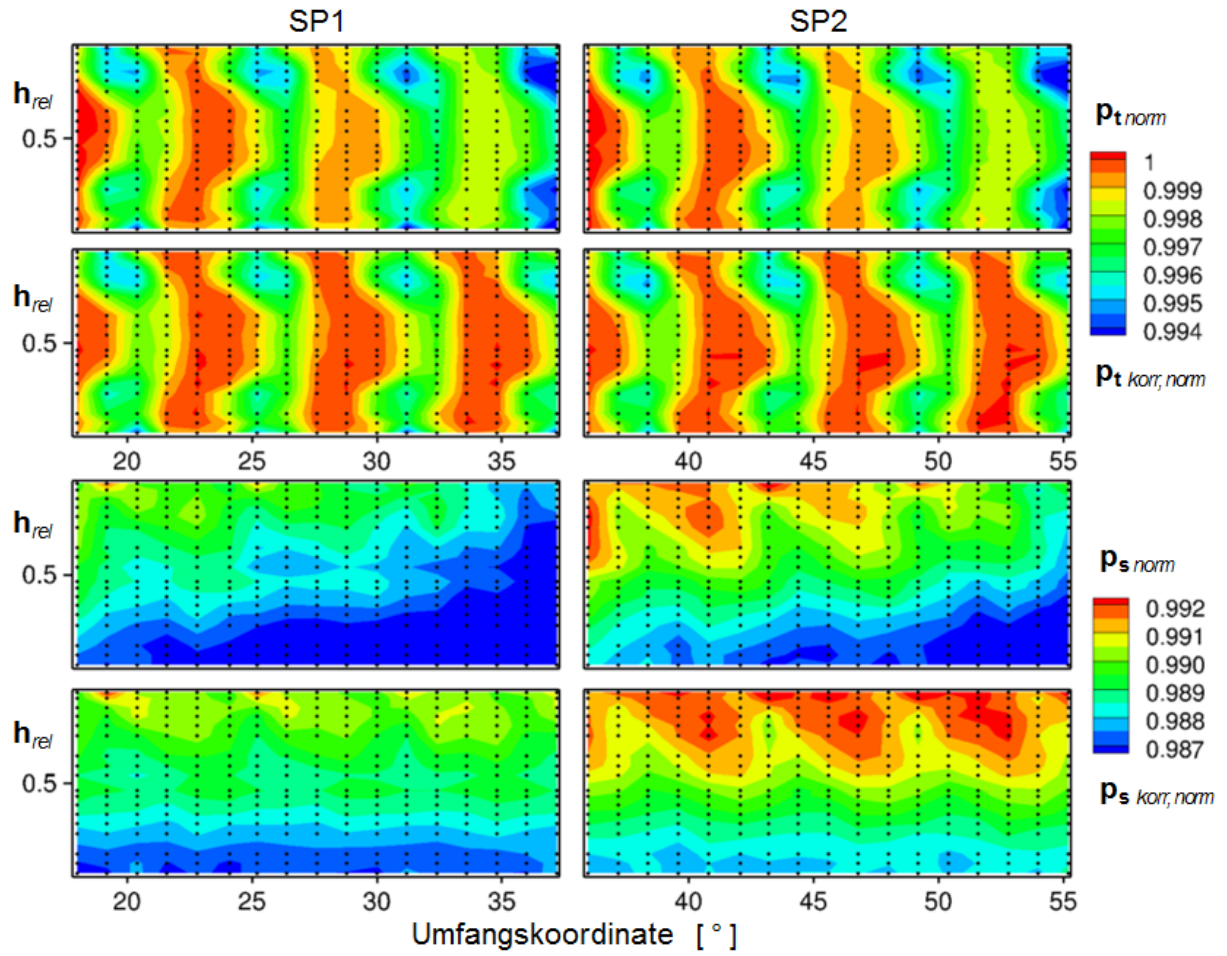


Abbildung 5.12: BP2 E2 Vergleich zwischen unkorrigierten und korrigierten Messwerten

Die Messwerte der Mehrlochsondenmessungen sind somit alle als plausibel zu bewerten und können für den folgenden Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen verwendet werden.

6 Auswertung

6.1 Vergleich experimenteller Mess- und numerischer Simulationsergebnisse

Zuerst wird in 6.1.1 eine Sensibilitätsanalyse durchgeführt, um zu sehen, wie sich die Ergebnisse aus den CFD-Berechnungen bei Variation der RB verhalten. Diese erfolgt aufgrund der geringeren Rechenzeiten anhand des Einzelpassagen-Setups und wird für einen der Betriebspunkte, BP1, durchgeführt, um Tendenzen aufzeigen zu können.

Im Anschluss daran werden in 6.1.2 die Multipassagenrechnungen aller drei Betriebspunkte mit den entsprechenden Messergebnissen verglichen. Mithilfe der gewonnenen Erkenntnisse aus der Sensibilitätsanalyse werden, durch gezielte Variationen der RB, die Niveaus der CFD an die Messungen angepasst.

Abschließend werden in 6.2 die Darstellungen auf vorhandene Strömungsphänomene untersucht.

Wie in Kapitel 4.3.1 schon erwähnt, wurden die RB der Simulationen aus den über die Messzeit gemittelten Messwerten gewonnen. Des Weiteren sind die folgenden Darstellungen wie in Kapitel 5.2 beschrieben normiert. Außer die Strömungswinkel:

Umfangswinkel θ : + (rot): Überumlenkung - (blau): Minderumlenkung

Radialwinkel γ : - (rot): Minderumlenkung blau: erwartete Umlenkung

6.1.1 Einzelpassage

Für die Variationsrechnungen wird immer von der selben Referenzrechnung ausgegangen. In den folgenden Konturplots sind links immer die Ergebnisse aus der Messung dargestellt und daneben die Referenzrechnung mit zwei Variationsrechnungen für E2 und E5.

Bei Ersteren sind beide Sondenpaare in einer Darstellung zu sehen, wobei im Überlappungsbereich immer SP1 (links) komplett zu sehen ist. SP2 wurde in diesem Bereich überlagert. Aufgrund der leichten Verdrehung beider Sondenpaare zueinander wurde auf eine Interpolation der Werte in diesem Bereich verzichtet.

Da die CFD-Darstellungen in E2 aus duplizierten, aneinander gehängten Strömungslösungen bestehen (periodische RB), wurde hier nicht über das komplette vermessene Segment dargestellt.

Anhand der ersten Variationsabbildungen soll zuerst untersucht werden wie gut die Referenzrechnung zur den Ergebnissen der Messung von BP1 passt, bevor danach auf die

Variationen eingegangen wird.

Vergleich Referenzrechnung und Messung

In Abbildung 6.1 ist zu sehen, dass das statische Druckniveau, sowie das Machzahlniveau, in E2 recht gut mit den Messergebnissen des linken Sondenpaares übereinstimmen. Der maximale Totaldruck liegt in der Referenzrechnung um 1% unter dem Maximalwert der Messung und das Niveau des Umfangswinkels ist im Vergleich zur Messung etwas höher. In E5 passen die Niveaus von statischem Druck und Totaldruck, sowie der Machzahl, zwischen Messung und Referenzrechnung gut (siehe Abbildung 6.2). Es zeigt sich jedoch, dass das maximale Totaldruckniveau auf einer geringeren relativen Kanalhöhe liegt als in der Rechnung. Des Weiteren ist in den Ergebnissen der CFD ein weitaus niedrigerer Totaldruck- und Machzahlbereich der Grenzschichten und Nachläufe zu erkennen.

Die Umfangswinkel stimmen nur in der Ausprägung der maximalen und minimalen Winkel nicht überein. So zieht sich beispielsweise das Gebiet des maximalen Umfangswinkels in der Messung viel weiter in Richtung Nabe. Des Weiteren liegt der maximale Gierwinkel in der Messung höher.

Beim Radialwinkel ist es umgekehrt: Hier liegt der Maximalwert in der Rechnung höher und das Gebiet der Nachläufe ist hier deutlich abgegrenzter als in der Messung. Des Weiteren zeigen sich bei den Werten in der Passage an manchen Stellen recht große Abweichungen.

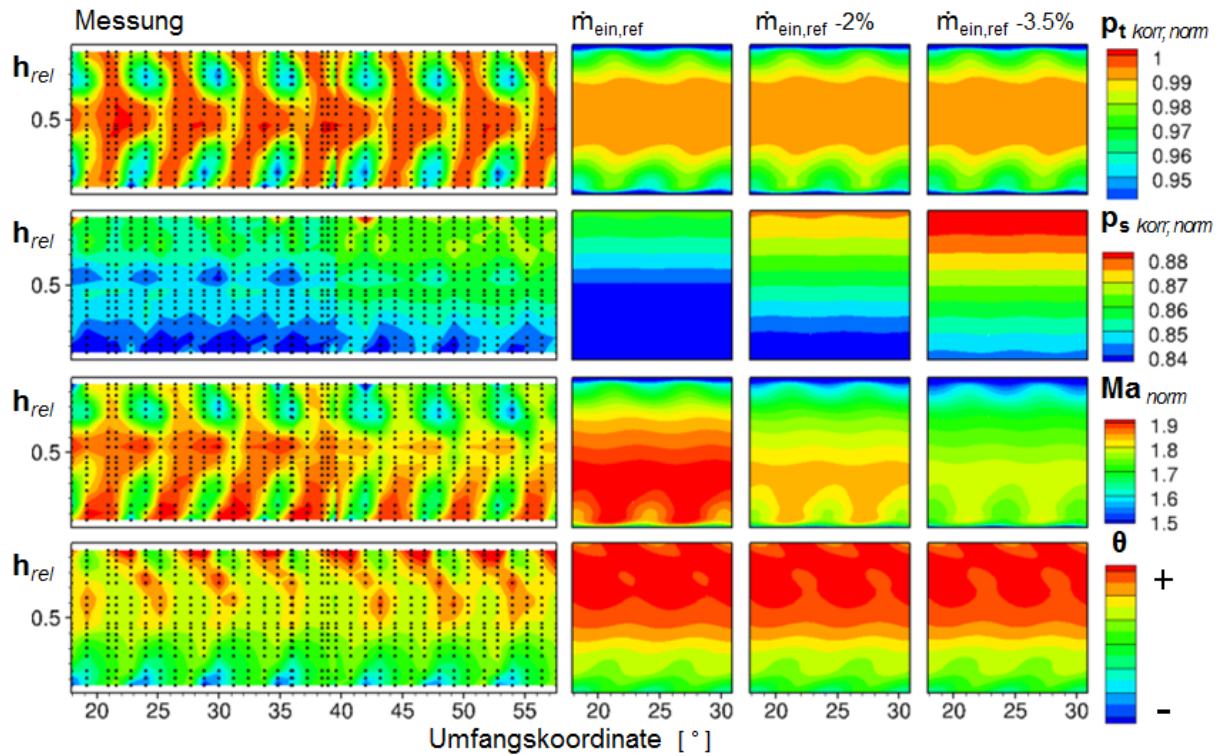
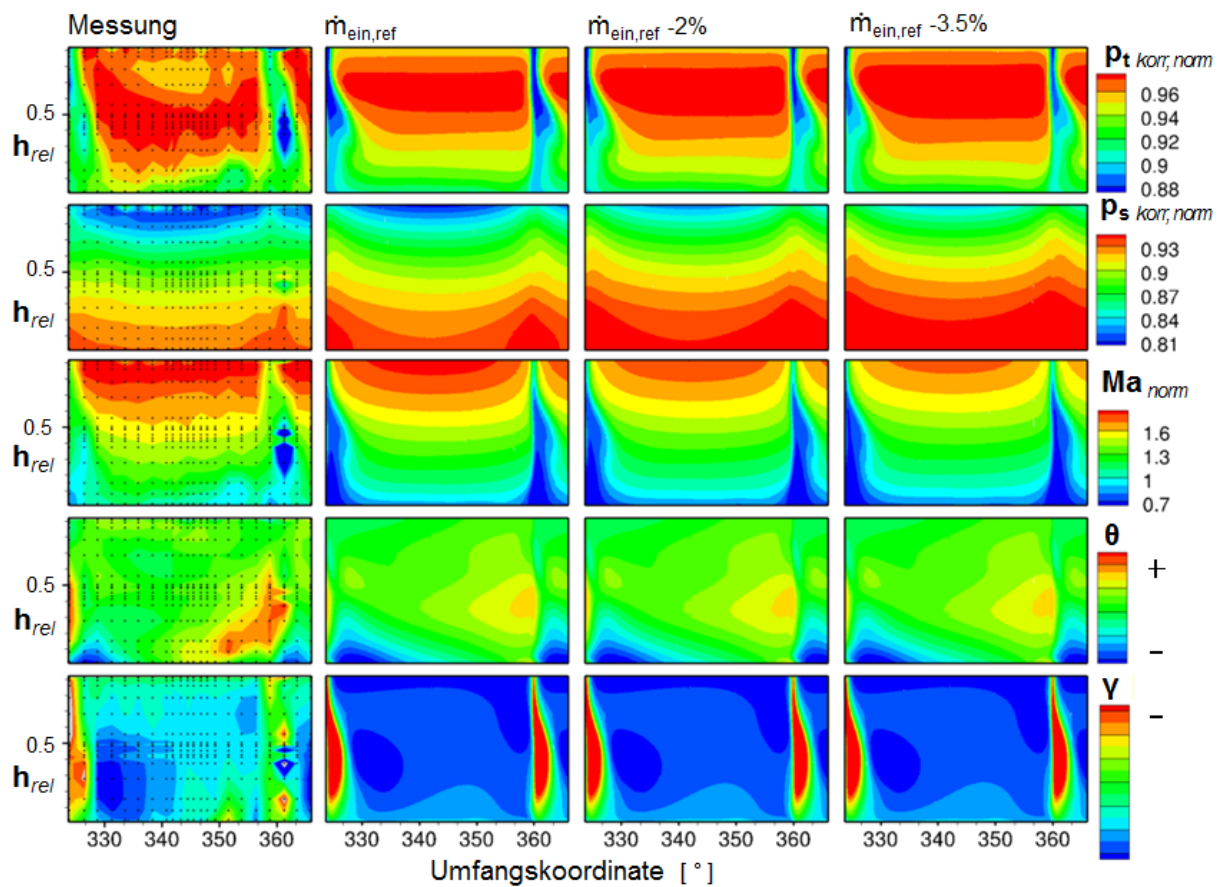
Variationsrechnungen

Welche Variationen durchgeführt wurden ist der Tabelle 6.1 zu entnehmen.

Tabelle 6.1: singlepassage-Setup Rechnungsvariationen - BP1 - normiert

Einzelvariationen									
Größe	Referenz	Verringerung [%]		Abb.		Erhöhung [%]		Abb.	
		V1	V2	E2	E5	V3	V4	E2	E5
$\dot{m}_{ein,norm}$	1.01	2	3.5	6.1	6.2	2	3.5	9.5	9.6
$\dot{m}_{ZL,norm}$	0.85	17	67	6.3	6.4	333	500	9.7	9.8
$p_{t,norm}$	-	0.7	1.4	6.5	6.6	0.7	1.4	9.9	9.10
Tu [—]	1	-	-	-	-	100	667	6.7	6.8
T_{norm}	1	2	5	6.9	6.10	1.4	5	9.11	9.12

kombinierte Variation					
Größe	Referenz	Erhöhung [%]		Abbildung	
		V1	V2	E2	E5
$\dot{m}_{ein,norm}$	1.01	0.5	0.5	6.11	6.12
$p_{t,norm}$	-	0.14	0.35		

Verringerung \dot{m}_{ein} Abbildung 6.1: BP1 E2 \dot{m}_{ein} VerringerungAbbildung 6.2: BP1 E5 \dot{m}_{ein} Verringerung

Eine Verringerung des Eintrittsmassenstroms um 2 und 3.5% zeigt in E2 eine Abnahme der Machzahl von etwa 10% (siehe Abbildung 6.1). Da das Totaldruckniveau am Eintritt konstant gehalten wird, führt dies zu einer Erhöhung des statischen Druckes. Ebenso verringert sich in Gehäusenähe leicht der Strömungswinkel.

In E5 verhalten sich Ma und p_s identisch wie in E2, nur weniger ausgeprägt. In E5 ist jedoch eine minimale Zunahme des Totaldruckes zu erkennen. Die Strömungswinkel ändern sich nicht.

Bei einer Massenstromerhöhung verhalten sich die Größen genau umgekehrt, siehe Abbildungen 9.5 und 9.6.

Verringerung \dot{m}_{ZL}

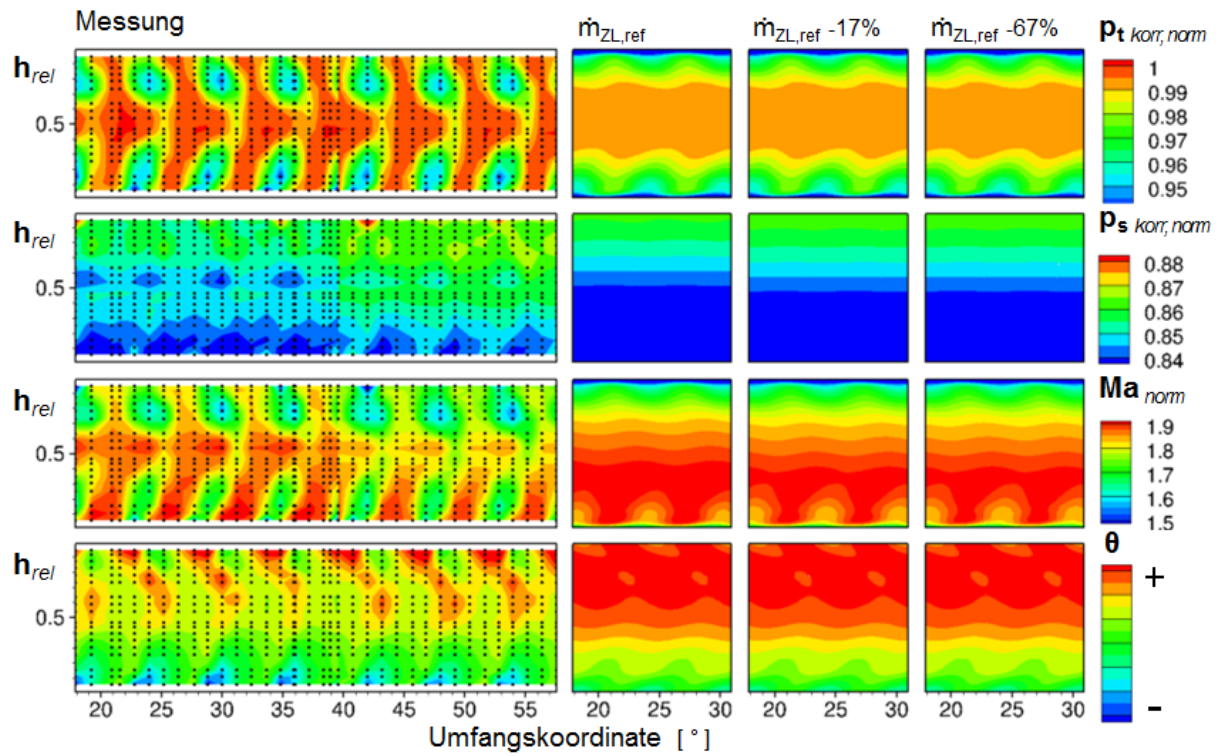
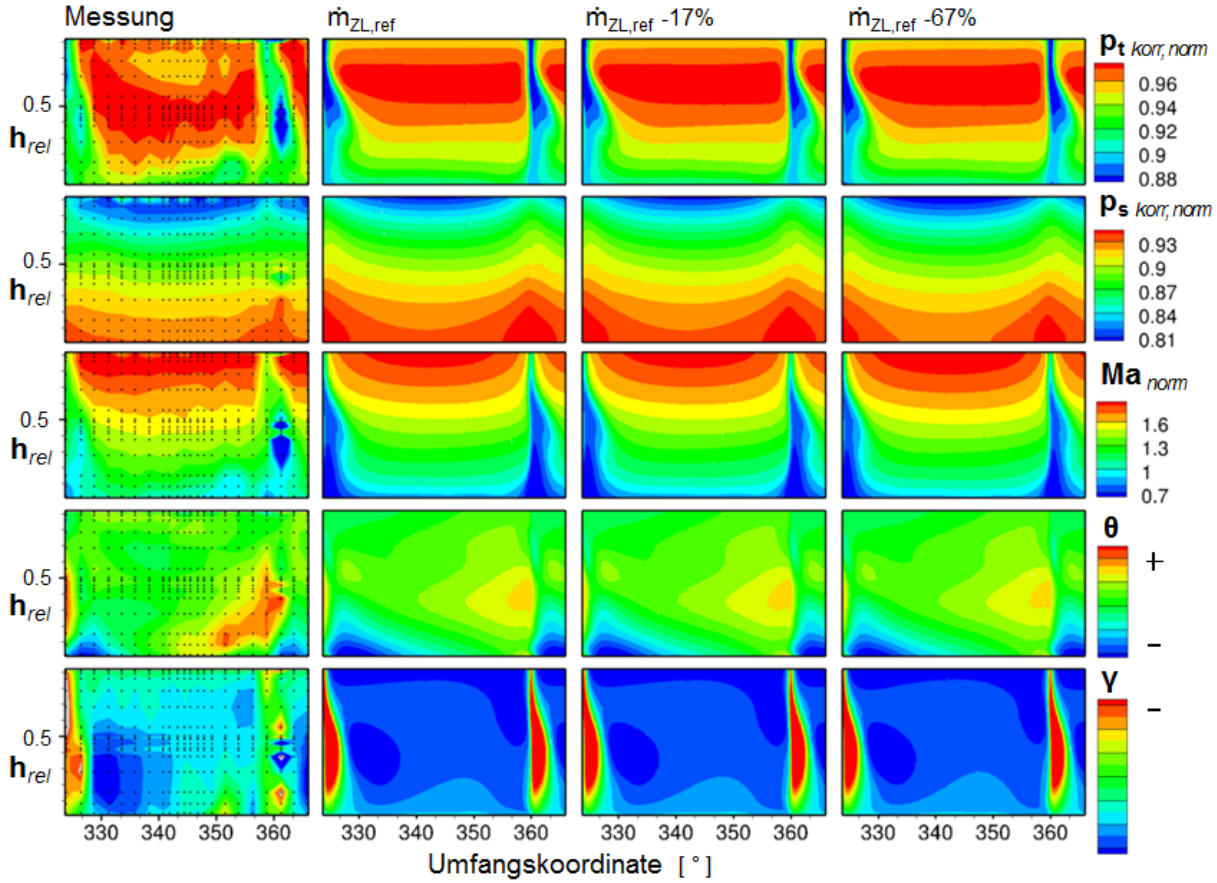


Abbildung 6.3: BP1 E2 \dot{m}_{ZL} Verringerung

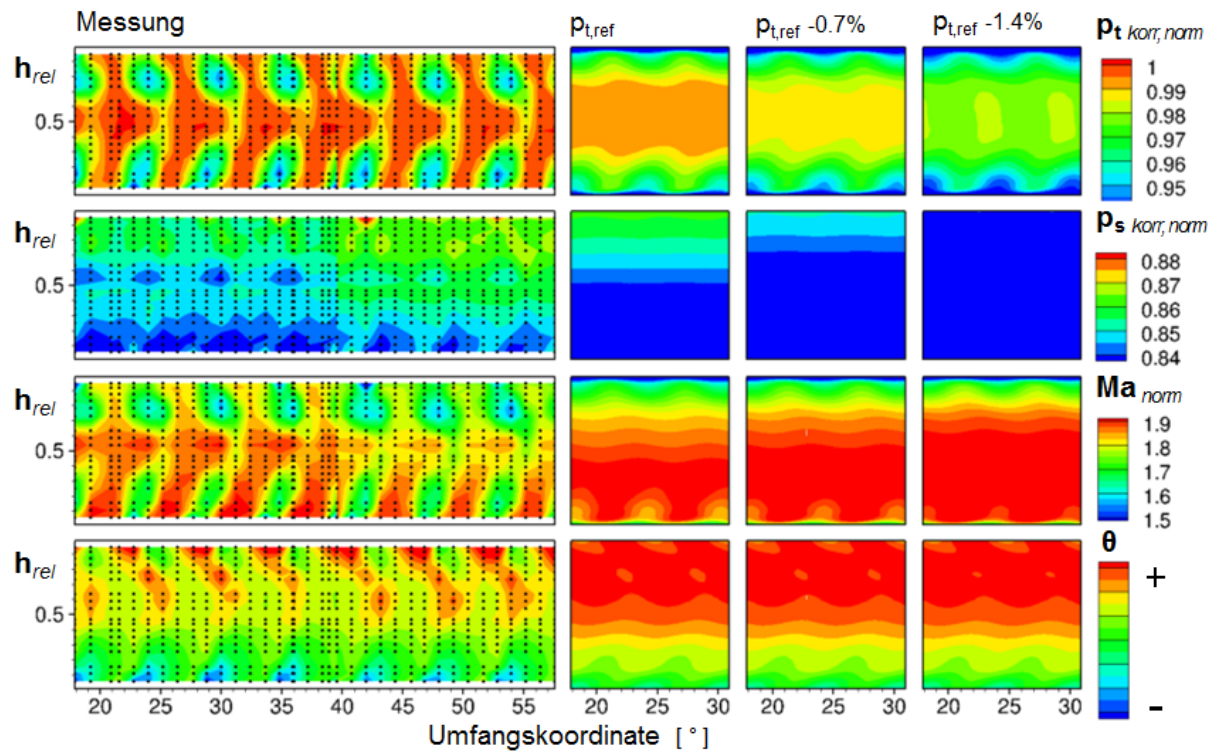
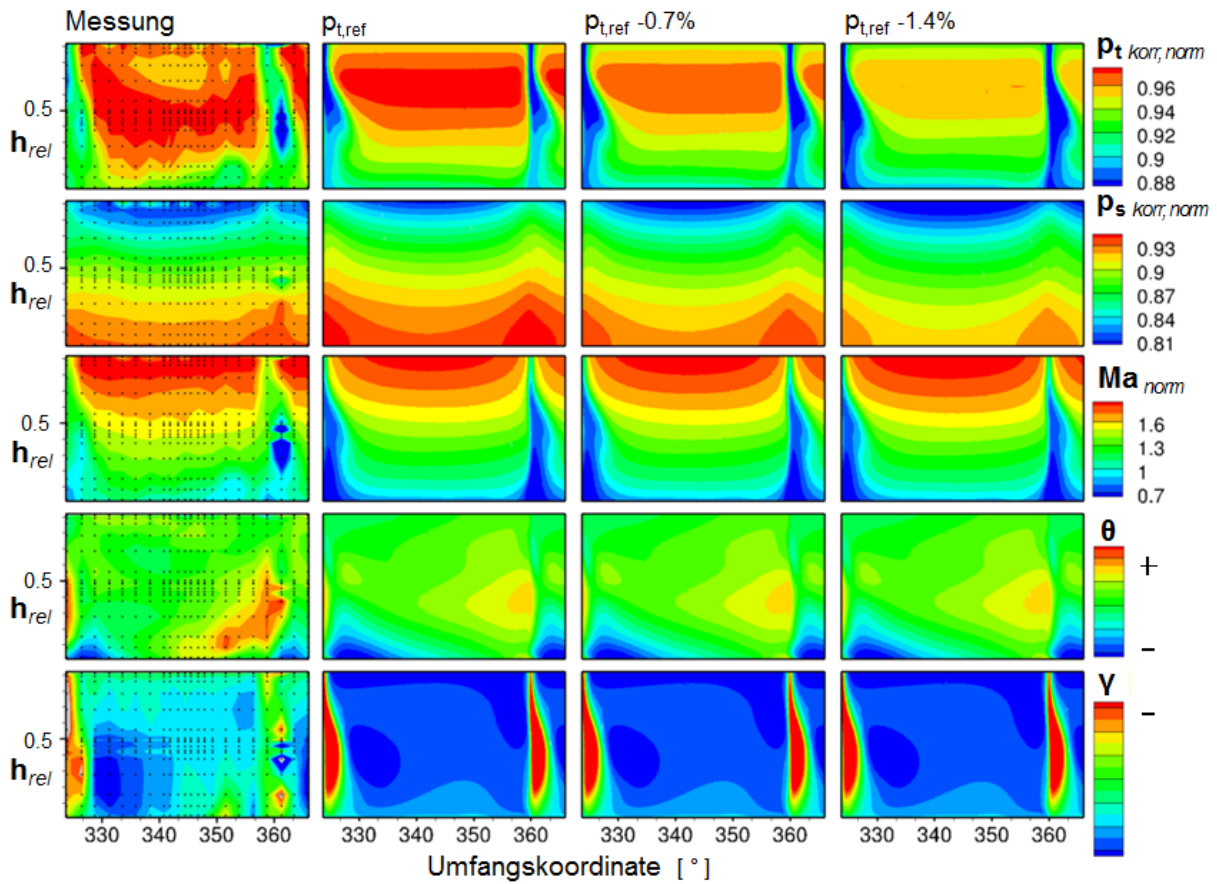
Abbildung 6.4: BP1 E5 \dot{m}_{ZL} Verringerung

Eine Reduzierung des Zapfluftmassenstroms um 17 und 67% zeigt in E2 eine minimale Reduzierung des Massenstroms in Nabennähe und eine damit verbundene minimale Abnahme des statischen Drucks (siehe Abbildung 6.3).

In E5 nimmt der Massenstrom bei einer Verringerung um 67% leicht zu, der statische Druck reduziert sich etwas. Der Totaldruck und die Strömungswinkel zeigen in beiden Ebenen keine Veränderung (siehe Abbildung 6.4).

Bei einer Erhöhung des Zapfluftmassenstroms um 333% und um 500% verhält sich die Strömung in E2 identisch zur Verringerung.

Die Machzahl nimmt in E5 durch beide Variationen ab, der statische Druck erhöht sich und der Totaldruck steigt zugleich leicht an. In diesem Fall zeigen sogar die Strömungswinkel beide eine Zunahme, wenn auch nur gering. Siehe Abbildungen 9.7 und 9.8.

Verringerung p_t Abbildung 6.5: BP1 E2 p_t VerringerungAbbildung 6.6: BP1 E5 p_t Verringerung

Eine Verringerung des Totaldrucks um 0.7 und 1.4% in der CFD-Eintrittsebene führt zu einem abnehmenden Totaldruck in E2 und E5 (siehe Abbildungen 6.5 und 6.6). Der statische Druck nimmt in beiden Ebenen ab, die Machzahl nimmt zu, um die Vorgabe des konstanten Massenstroms zu erfüllen. Der Umfangswinkel in E2 nimmt leicht zu.

Bei einer Erhöhung des Totaldruckes ist das Verhalten genau umgekehrt, ausgenommen des Umfangswinkels, (siehe Abbildungen 9.9 und 9.10).

Erhöhung Tu

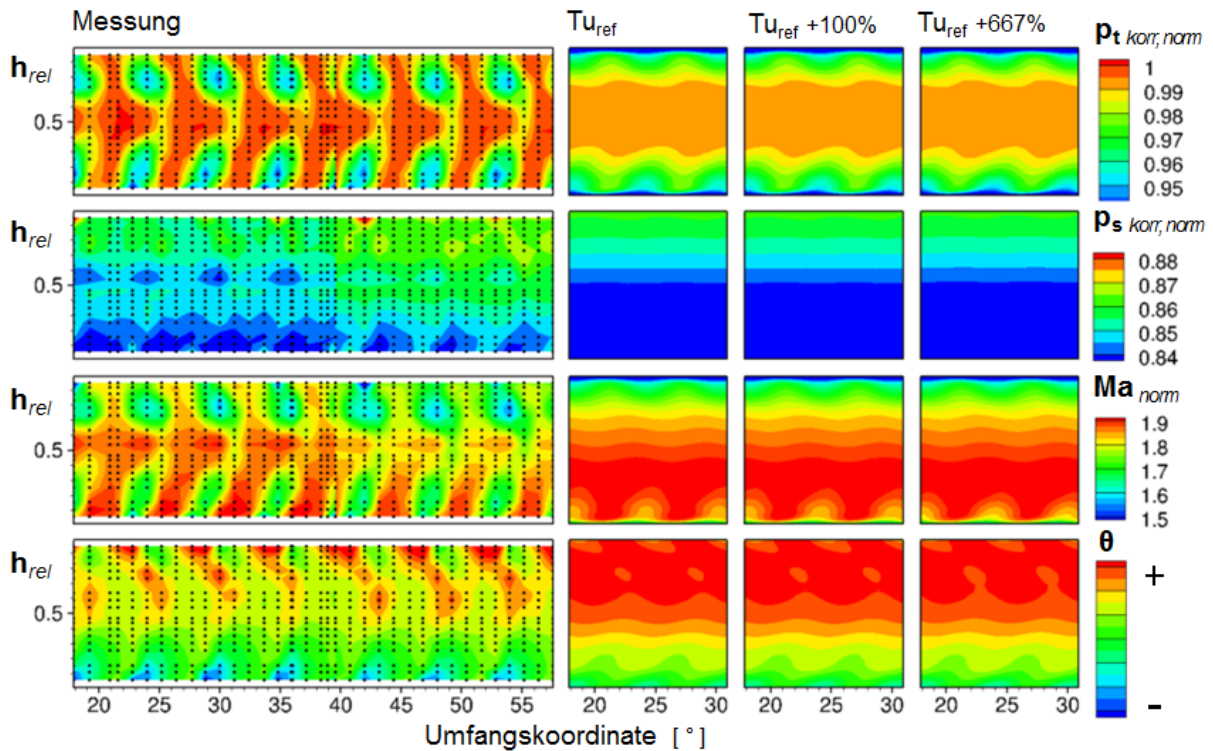


Abbildung 6.7: BP1 E2 Tu Erhöhung

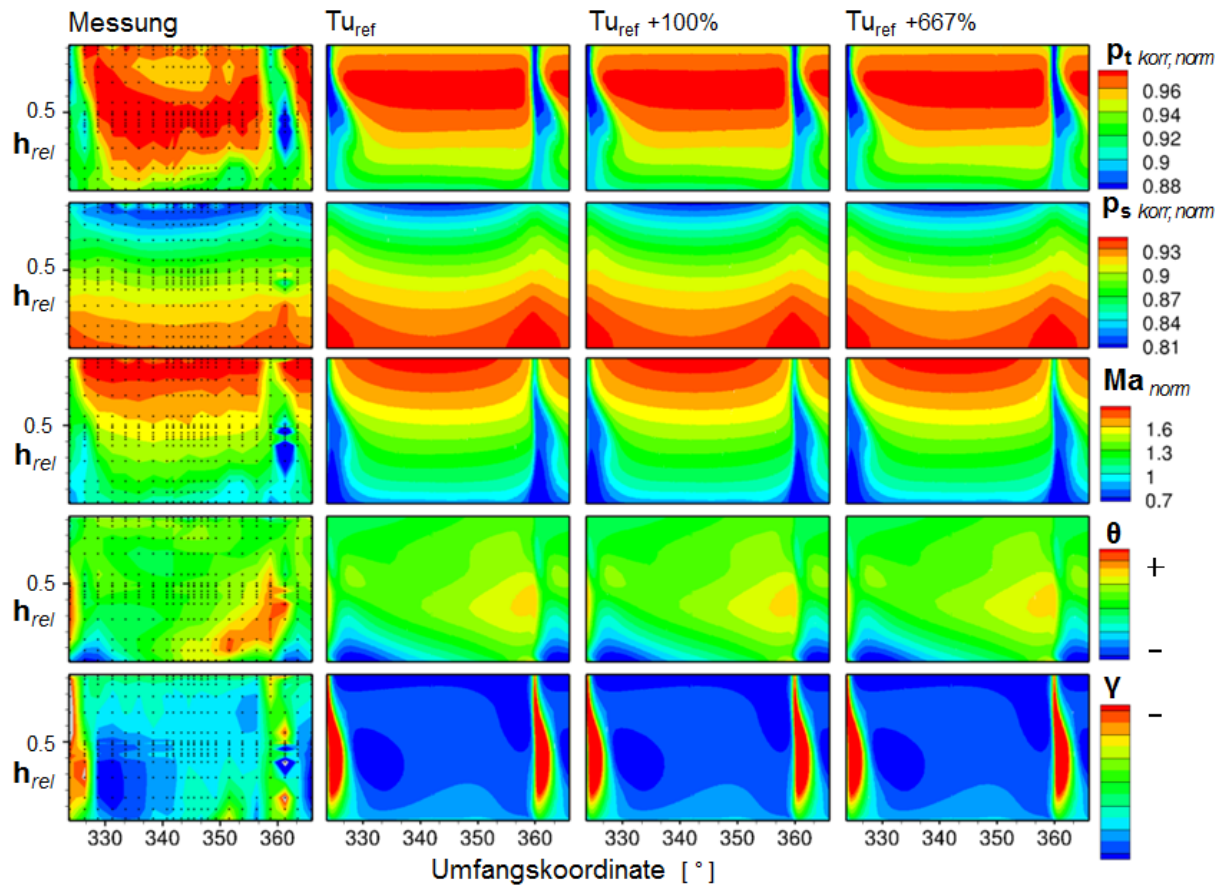


Abbildung 6.8: BP1 E5 Tu Erhöhung

Bei einer Erhöhung des Turbulenzgrades zeigen die beiden Drücke und die Machzahl in E2 keine Veränderungen, selbst bei +667% nicht. Der Umfangswinkel nimmt im Gehäusebereich leicht ab (siehe Abbildung 6.7).

In E5 sind keinerlei Änderungen ersichtlich (siehe Abbildung 6.8).

Verringerung T

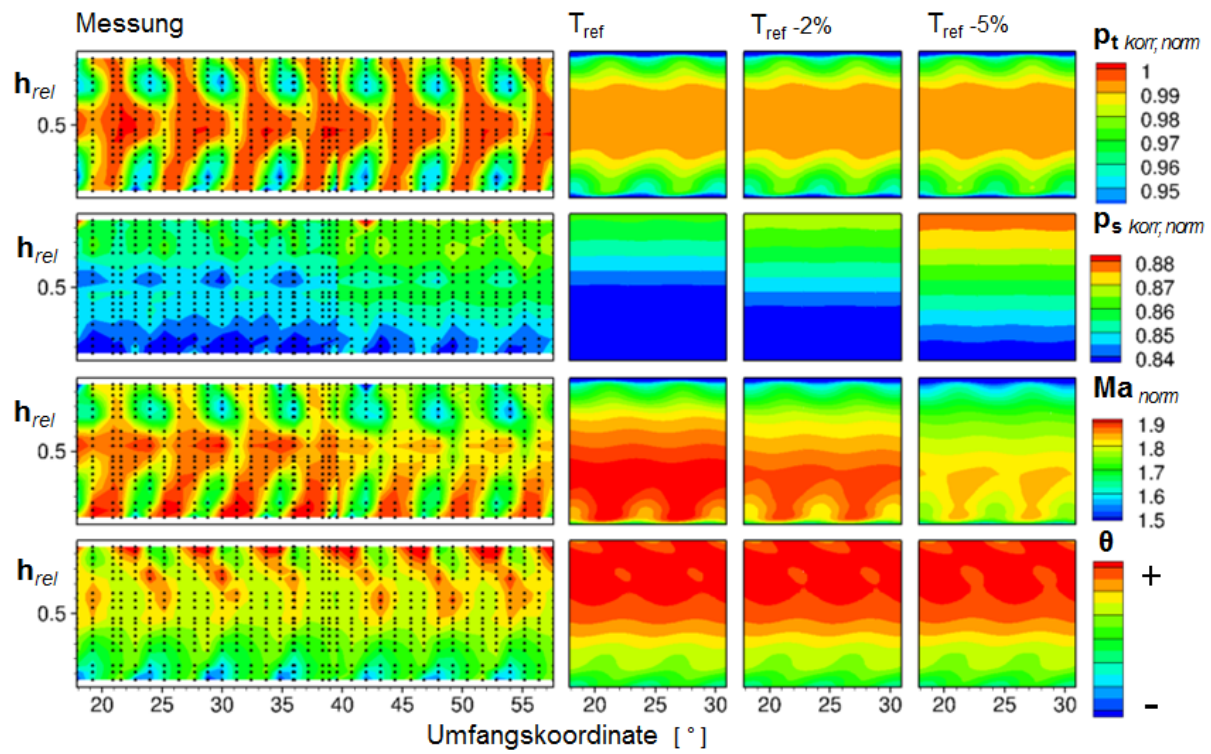


Abbildung 6.9: BP1 E2 T Verringerung

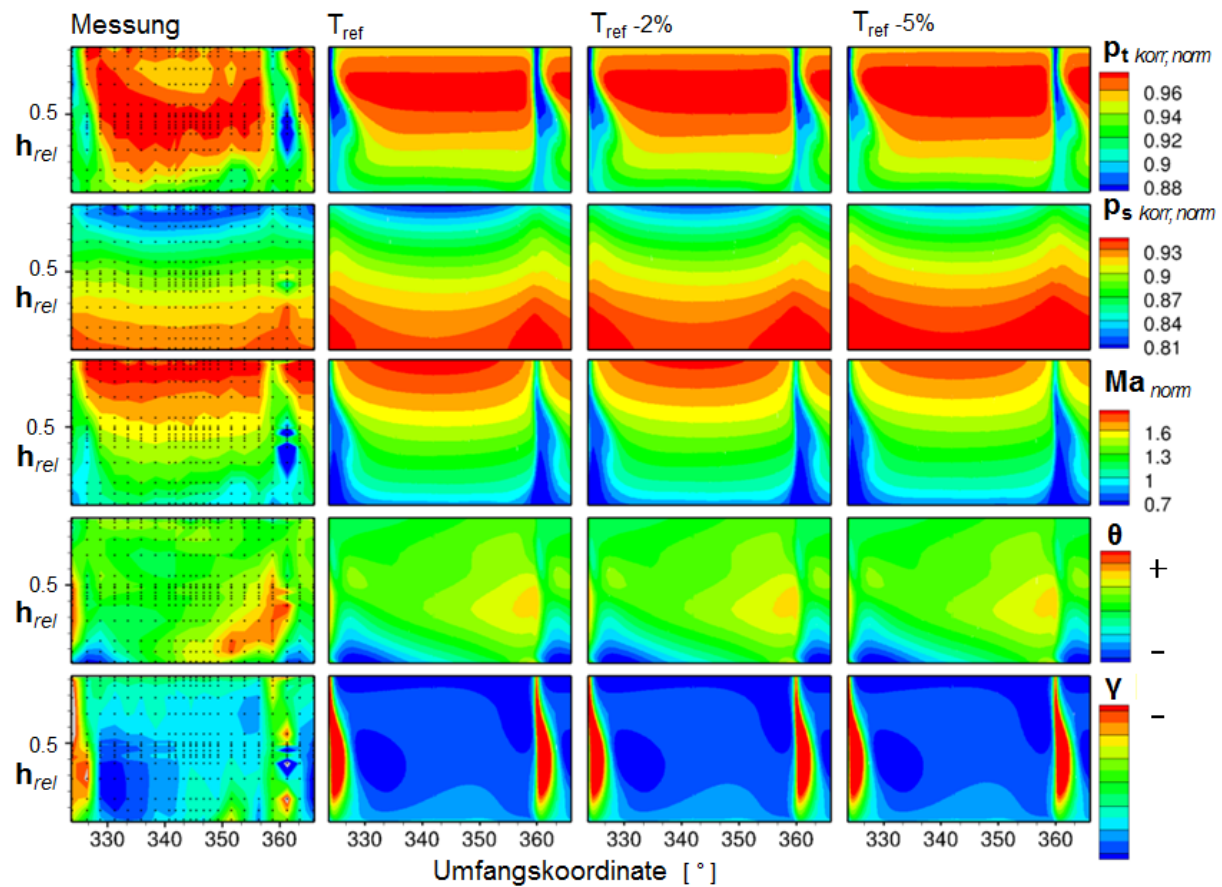


Abbildung 6.10: BP1 E5 T Verringerung

Durch eine Verringerung der Temperatur um 2 und 5% steigt der statische Druck in beiden Ebenen (siehe Abbildungen 6.9 und 6.10). In Verbindung mit der sinkenden Machzahl wird auch der Umfangswinkel in E2 geringer, wie schon in Abbildung 6.1 bei abnehmendem Eintrittsmassenstrom beobachtet. Der Totaldruck in E2 bleibt, gemäß der gesetzten RB, konstant, in E5 erhöht er sich leicht. Die prozentualen Änderungen in statischem Druck und Machzahl fallen hier geringer aus als in E2.

Eine Veränderung der Größe der selben Höhe in negative Richtung zeigt auch hier genau den gegenteiligen Effekt, siehe Abbildungen 9.11 und 9.12.

Aus den Schlüssen der obigen Rechnungen werden nun zwei Variationsrechnungen durchgeführt, bei welchen jeweils zwei Randbedingungen kombiniert variiert werden. Somit erhält man die passende Simulation zur Messung:

Der Eingangstotaldruck wurde in zwei geringeren Stufen erhöht und, um der daraus resultierenden sinkenden Machzahl entgegenzuwirken, wurde ebenfalls der Eintrittsmassenstrom angehoben.

Erhöhung \dot{m}_{ein} und p_t

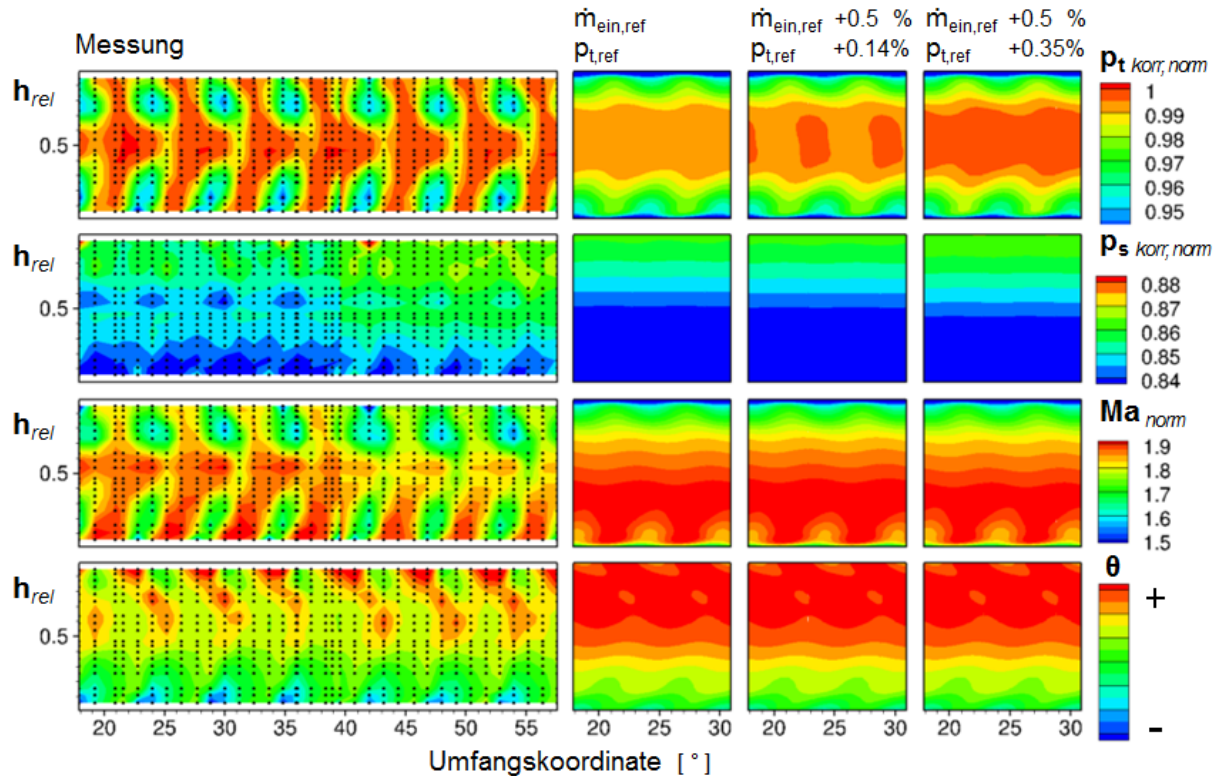


Abbildung 6.11: BP1 E2 kombinierte \dot{m}_{ein} - p_t Erhöhung

Die Abbildungen 6.11 und 6.12 zeigen, dass eine Erhöhung des Eintrittsmassenstroms um 0.5% gegenüber dem Referenzwert $\dot{m}_{ein,ref}$ (1.5% gegenüber den gemittelten Messwerten)

und eine Erhöhung des Referenztotaldrucks $p_{t,ref}$ um 0.35%, eine Simulation liefert, die gut zu den Messwerten passt. Ausgenommen davon sind die Strömungswinkel.

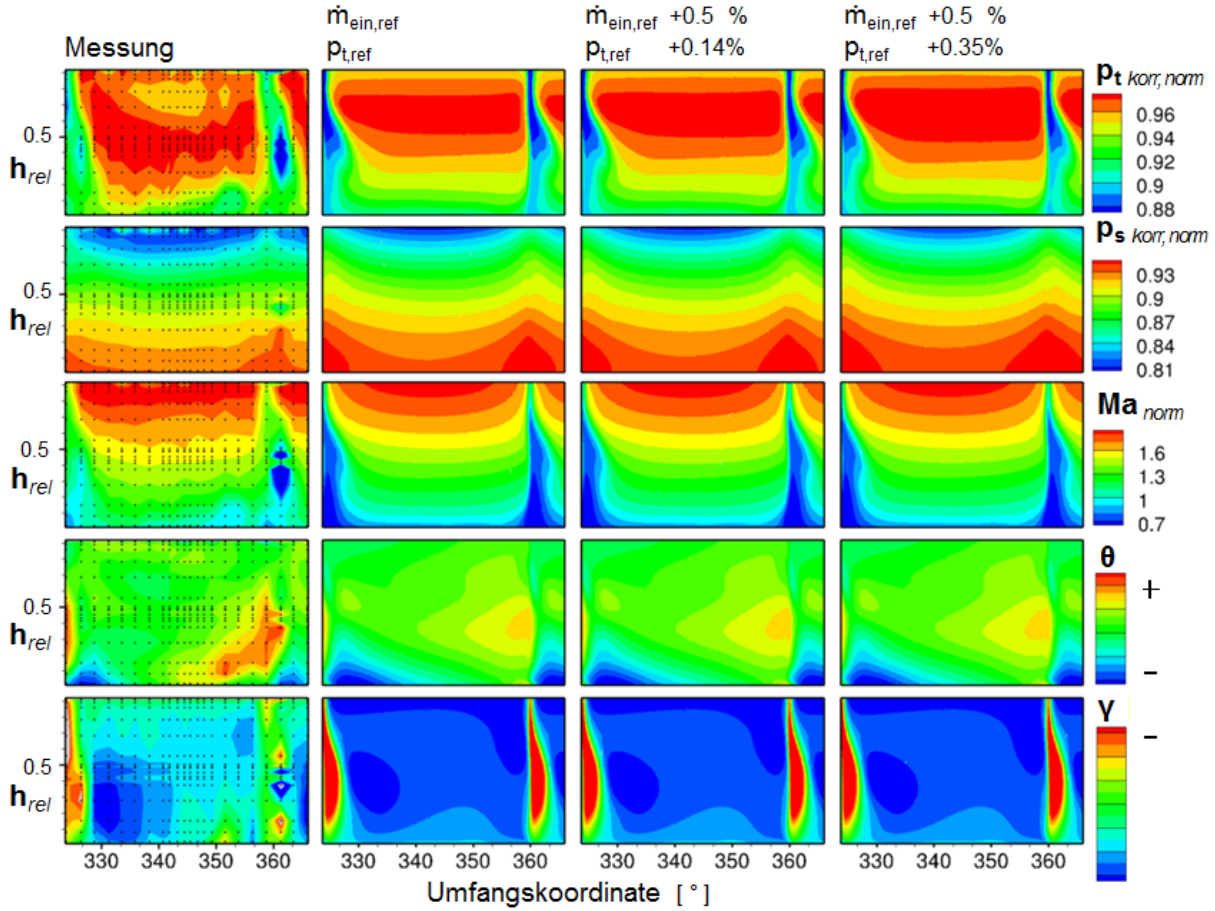


Abbildung 6.12: BP1 E5 kombinierte \dot{m}_{ein} - p_t Erhöhung

Die Strömungswinkel haben bei keiner der Variationen nennenswerte Veränderungen gezeigt. Es lässt sich jedoch auf den Abbildungen feststellen, dass die Strömungswinkel aus der Referenzrechnung schon recht gut mit den Ergebnissen aus der Messung übereinstimmen.

In E2 ist die simulierte Umlenkung der Strömung insgesamt etwas größer. Dies kann an einer Differenz zwischen realem und virtuellem Modell liegen. Beispielsweise verursacht durch Fertigungsungenauigkeiten oder spätere Änderungen, welche im virtuellen Modell nicht angepasst wurden. Des Weiteren kann die Differenz auch aus einem Delta zwischen realer Stellung des Drallerzeugers am Prüfstand und digitaler Anzeige, und somit Messwertaufnahme, herrühren.

In E5 stimmt der Umfangswinkel aus der Messung mit dem aus der Rechnung überein. Ausgenommen einem kleinen Bereich im Nachlauf, in welchem die Strömung in der Messung stärker umgelenkt wird als in der Simulation.

In der Passage wird die simulierte Strömung in radialer Richtung mehr umgelenkt als

in der Messung, ausgenommen im linken unteren Quadranten. Im Bereich der Nachläufe erfährt sie dagegen eine deutliche Minderumlenkung im Vergleich zur Messung. Die Messwerte liegen in diesem Bereich schon außerhalb der Kalibrier Grenzen der Mehrlochsonden, zu sehen an den ausgegrauten Bereichen in der Messwertdarstellung (siehe bspw. Abbildung 6.12).

In allen gezeigten Abbildungen von E2 dieses Kapitels ist zu sehen, dass das verwendete Einzelpassagennetz offensichtlich die Nachläufe der Drallerzeuger nicht genau genug abbildet. Das liegt daran, dass das verwendete Netz zu grob ist und sich somit die Nachläufe zu schnell ausmischen (siehe Abbildung 6.19).

6.1.2 Multipassage

Bei den Multipassagenrechnungen werden je BP zwei Variationsrechnungen durchgeführt und dabei ein oder zwei RB verändert, je nach Notwendigkeit, um die Niveaus der jeweiligen Messung zu erreichen. Dabei wird die Anpassung der Strömungswinkel vernachlässigt, da das vorherige Kapitel gezeigt hat, dass diese nur schwer bis gar nicht zu beeinflussen sind.

Im Folgenden eine Tabelle der durchgeführten Variationen:

Tabelle 6.2: Multipassage Rechnungsvariationen

BP1				
Größe	Referenz	Änderung [%]		Abb.
		V1	V2	
$\dot{m}_{ein,norm}$	1.1	-1	-2	6.13& 6.14
BP2				
		V1	V2	
$\dot{m}_{ein,norm}$	1	+6	+3.7	6.15& 6.16
$p_{t,norm}$	-	+0.06	+0.12	
BP3				
		V1	V2	
\dot{m}_{ZL}	1	-12	-19	6.17& 6.18
\dot{m}_{ein}	1	-	-	
Ergebnis	+7	+2.3	-	

BP1

Die Niveaus von statischem Druck, der Machzahl und der Strömungswinkel aus E2 stimmen mit den Ergebnissen der Referenzrechnung der Einzelpassage überein, siehe Abbildungen 6.1 und 6.13. Im Vergleich zu der Referenzrechnung der Einzelpassage hat sich jedoch das Totadldruckniveau verändert und passt nun deutlich besser zu den Ergebnissen der Messung (siehe Abbildung 6.13). Dies ist auf die langsamere Ausmischung der Nachläufe zurückzuführen und ist deutlich in der Vergleichsabbildung 6.19 zu sehen.

Zu den Messergebnissen des linken Sondenpaars passen die Niveaus der Referenzrechnung schon sehr gut. Zum rechten Sondenpaar passen die Niveaus der zweiten Variationsrechnung mit $\dot{m}_{ein,ref} - 2\%$ besser.

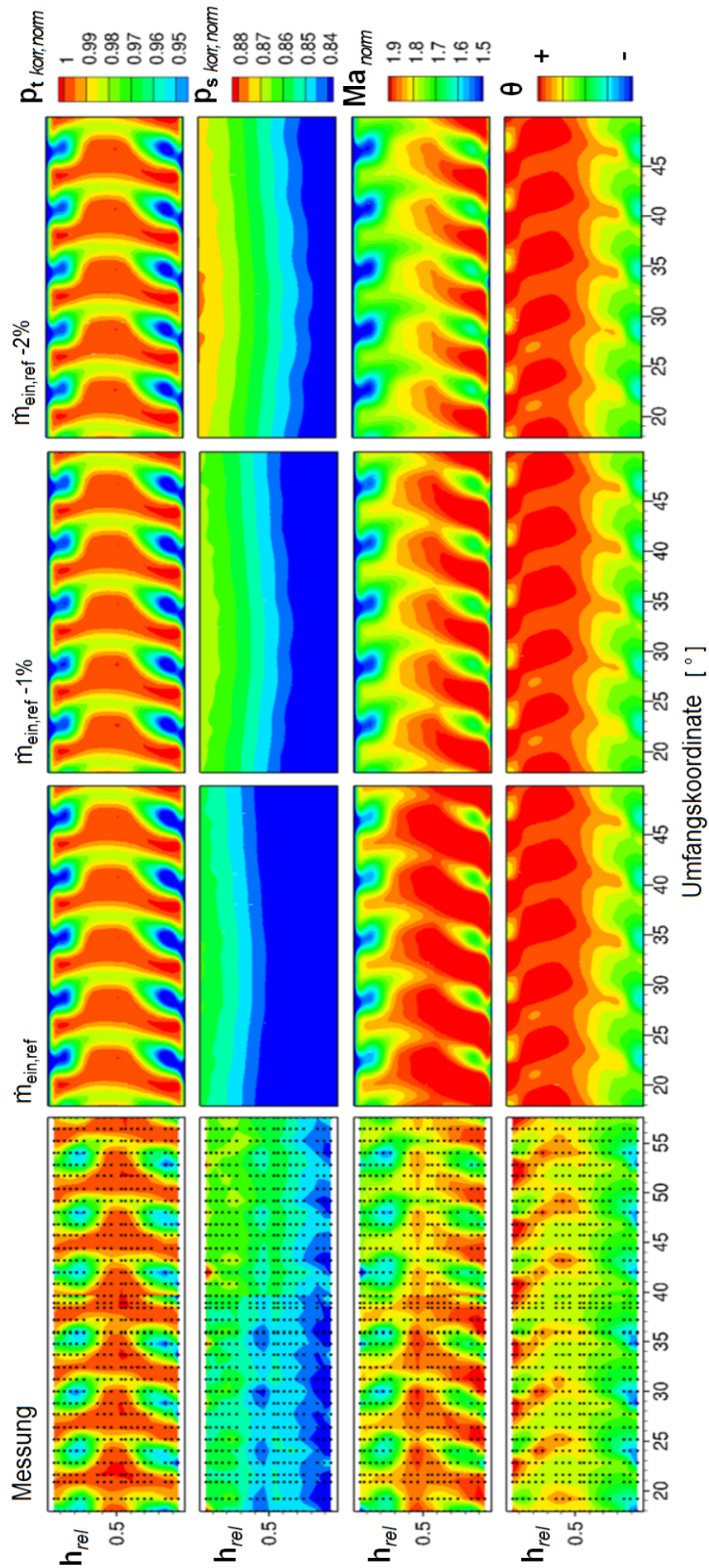


Abbildung 6.13: BP1 E2 Multipassage

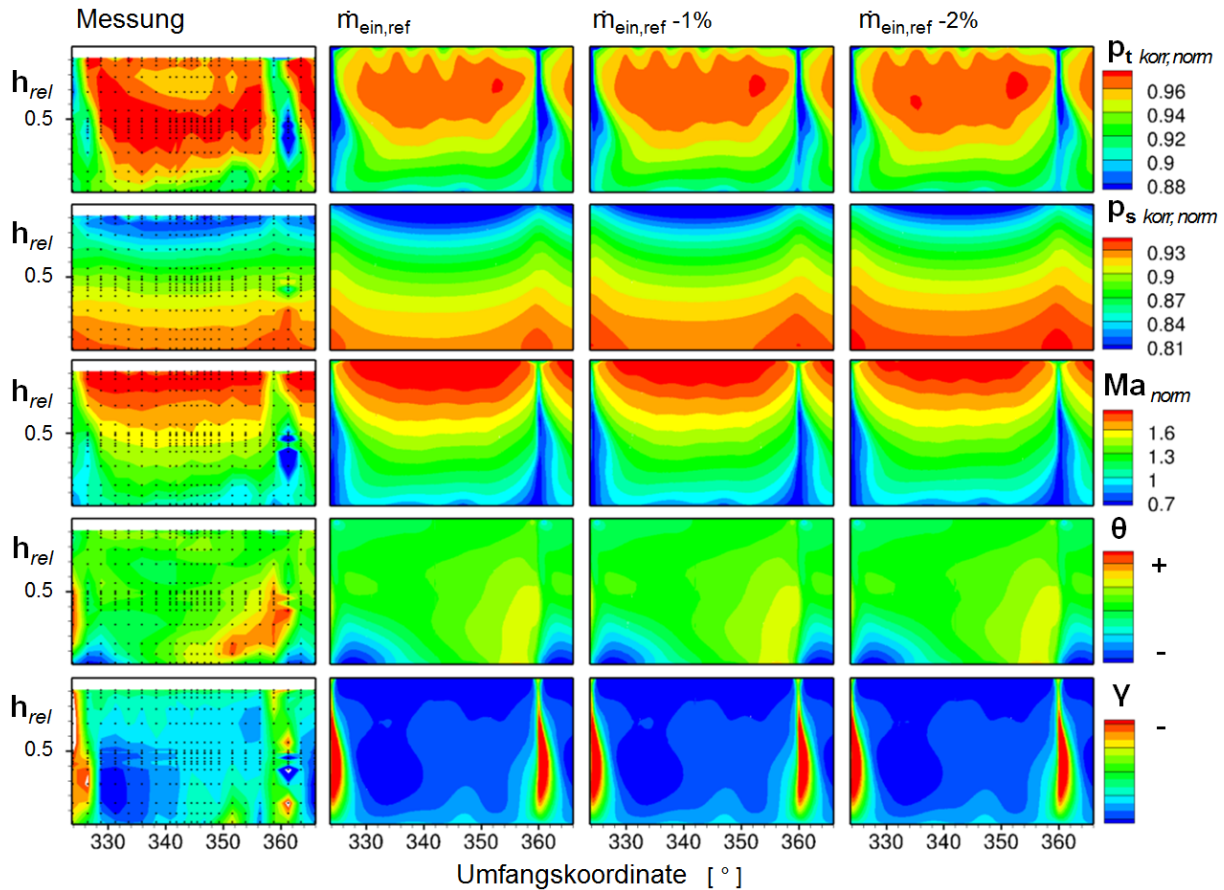


Abbildung 6.14: BP1 E5 Multipassage

In E5 sind die Machzahl und der statische Druck identisch zur Referenzrechnung der Einzelpassage, siehe Abbildungen 6.2 und 6.14. Der Bereich des maximalen Totaldrucks ist in der Referenzrechnung der Multipassage jedoch um einiges kleiner geworden. Aufgrund des Ersetzens von Mischungsebenen durch zonale Flächen im CFD-Modell, lassen sich in den Berechnungsergebnissen der Multipassagerechnungen die Nachläufe der OGVs in den Druckdarstellungen deutlich erkennen. Ebenso ist in den Darstellungen der Machzahl ein leichter Einfluss zu sehen.

Der maximale Umfangswinkel der Multipassage zieht sich, verglichen mit der Einzelpassagenrechnung, mehr Richtung Nabe. Dies ist auch in den Messergebnissen zu sehen. Jedoch ist die Ausbreitung in Umfangsrichtung nicht mehr so stark und der Maximalwert hat sich verringert. Am Radialwinkel hat sich nicht wirklich etwas verändert: Die Minderumlenkung im Nachlauf ist im Vergleich zur Einzelpassage etwas geringer, in der Passage ist jedoch auch hier die Differenz zur Messung zu sehen.

Bis auf die Totaldruckwerte und den Strömungswinkeln, stimmen in E5 die Werte der Referenzrechnung und der Messwerten gut überein.

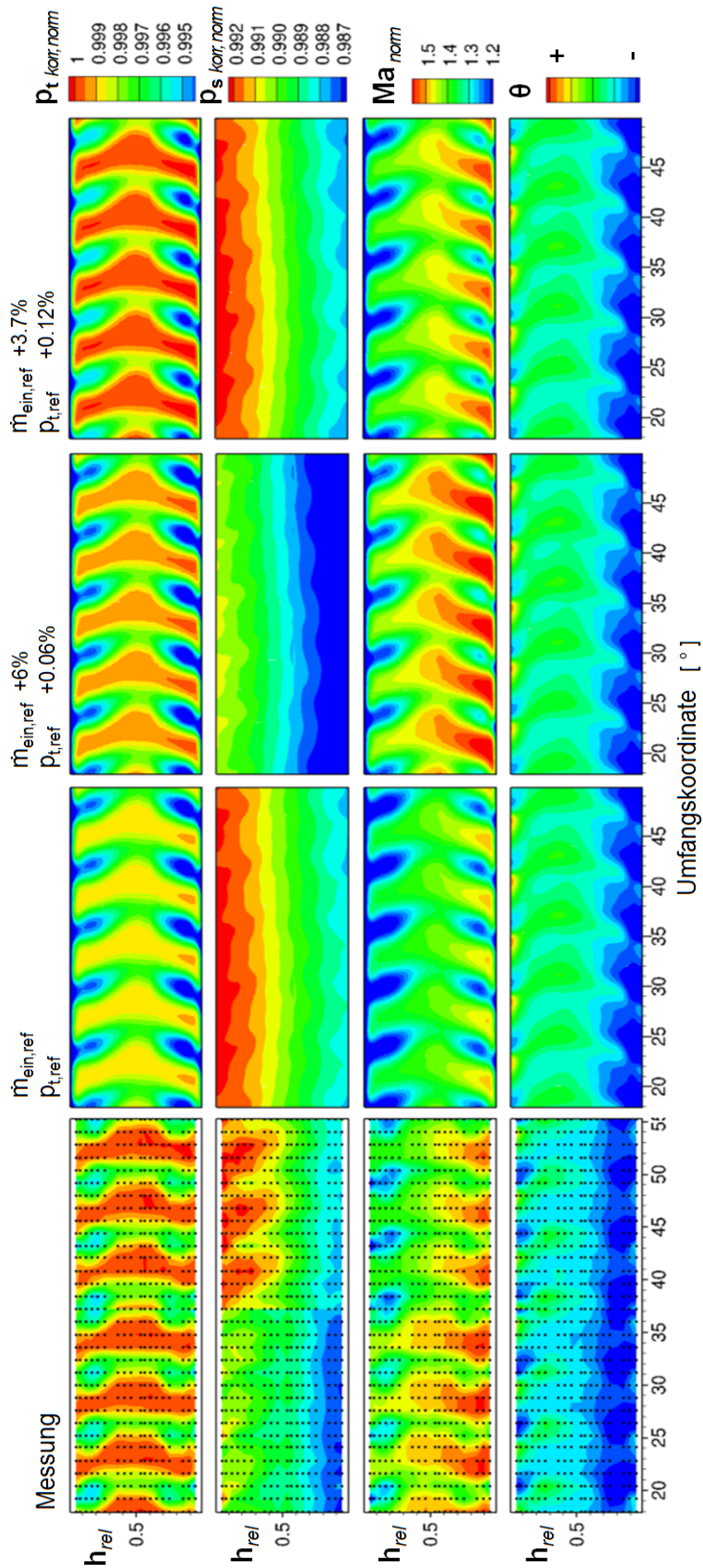


Abbildung 6.15: BP2 E2 Multipassage

BP2

Bei BP2 zeigen die Berechnungswerte in E2 eine gewisse Abweichung zur Messung (siehe Abbildung 6.15). Nur das statische Druckniveau passt zu den Messergebnissen des rechten Sondenpaares. Der Strömungswinkel liegt in den Berechnungen, wie auch schon bei BP1, etwas höher.

Die Simulationswerte der zweiten Variation stimmen gut mit den Messwerten des rechten Sondenpaares überein. Dafür wurde der Eintrittsmassenstrom um 3.7% und das Totaldruckniveau um 0.12% erhöht.

Auch in E5 passt die zweite Variation gut (siehe Abbildung 6.16), bis auf das etwas zu niedrige Totaldruckniveau.

Allgemein lässt sich hier auch, wie bei BP1 schon, feststellen, dass der Radialwinkel in der Passage nicht richtig von der CFD abgebildet wird.

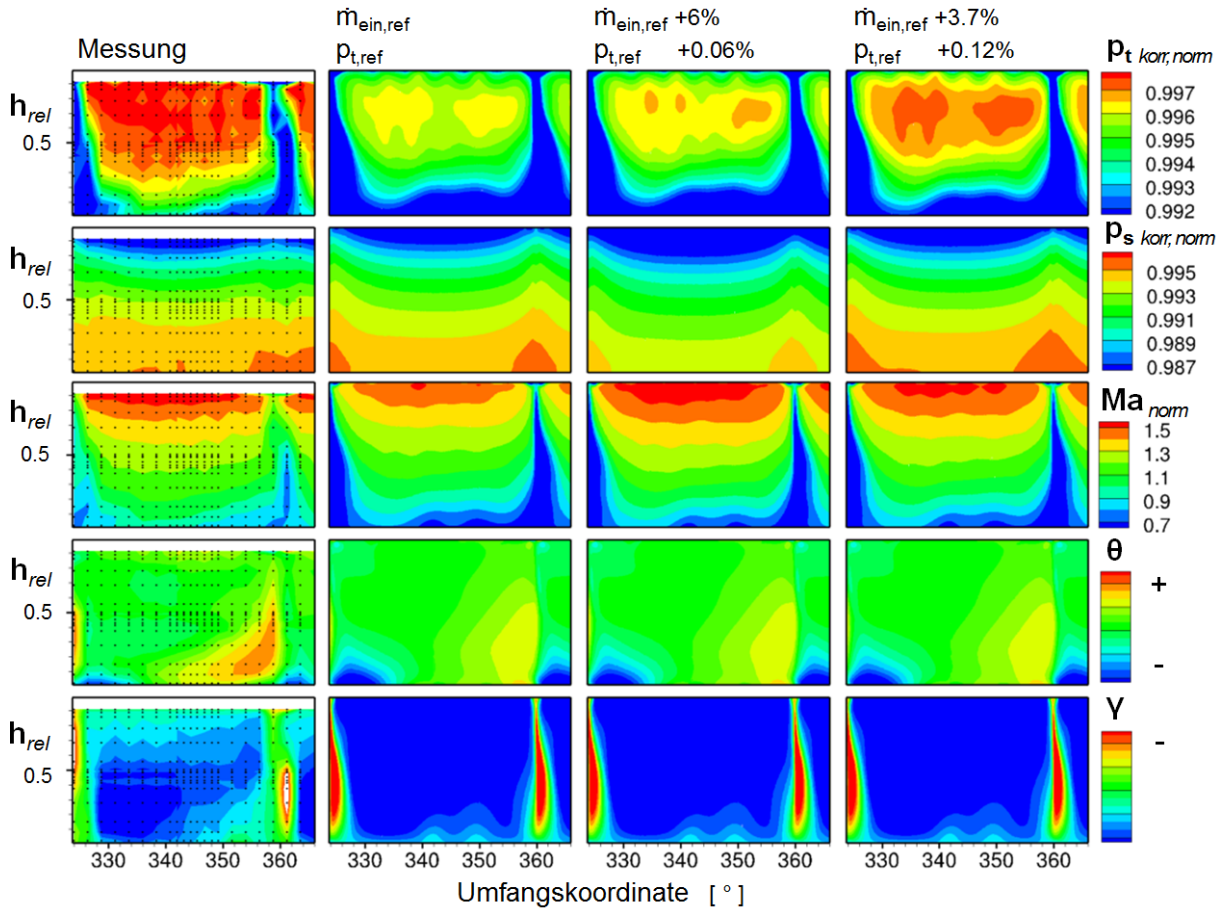


Abbildung 6.16: BP2 E5 Multipassage

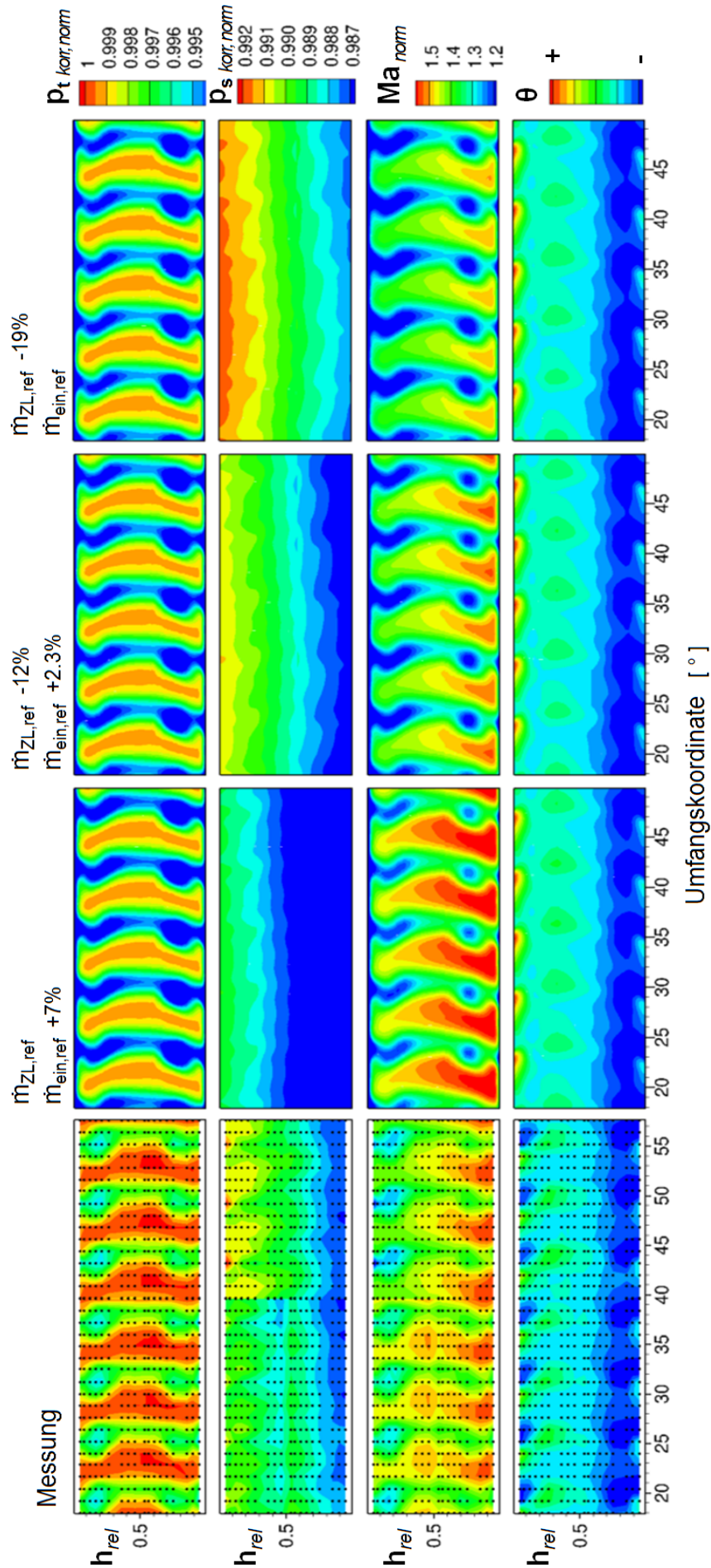


Abbildung 6.17: BP3 E2 Multipassage

BP3

Bei BP3 treten einige Probleme bezüglich der Konvergenz der Strömungssimulation auf. Aufgrund des erhöhten Zapfluftmassenstrom bilden sich Ablöseblasen an der scharfen Umlenkkante von Übergangskanal zu Zapfluftkanal des CFD-Modells. Die Konvergenzkriterien können nicht erfüllt werden, man erhält keine konvergierte Lösung.

Daraufhin wird der Zapfluftentnahmeblock des CFD-Modells (siehe Abbildung 4.5) durch eine Zapfluftentnahmeefläche mit der Randbedingung eines austretenden Massenstromes ersetzt. Doch auch hier kommt es zu Problemen:

Die Simulation scheint die Höhe des Zapfluftmassenstroms nicht mit dem vorgegebenen Eintrittsmassenstrom realisieren zu können. Die Referenzrechnung konvergiert mit einem um 7% über der Vorgabe liegenden Eintrittsmassenstrom (siehe Tabelle 6.2). Erst bei einer um 19% niedrigeren Zapfluftentnahme konvergiert die Rechnung auch bei vorgegebenem Eintrittsmassenstrom.

In Abbildung 6.17 ist zu sehen, dass in E2 das Machzahl- und das statische Druckniveau halbwegs mit dem der Messung übereinstimmen, der Totaldruck in der CFD jedoch um einiges niedriger liegt.

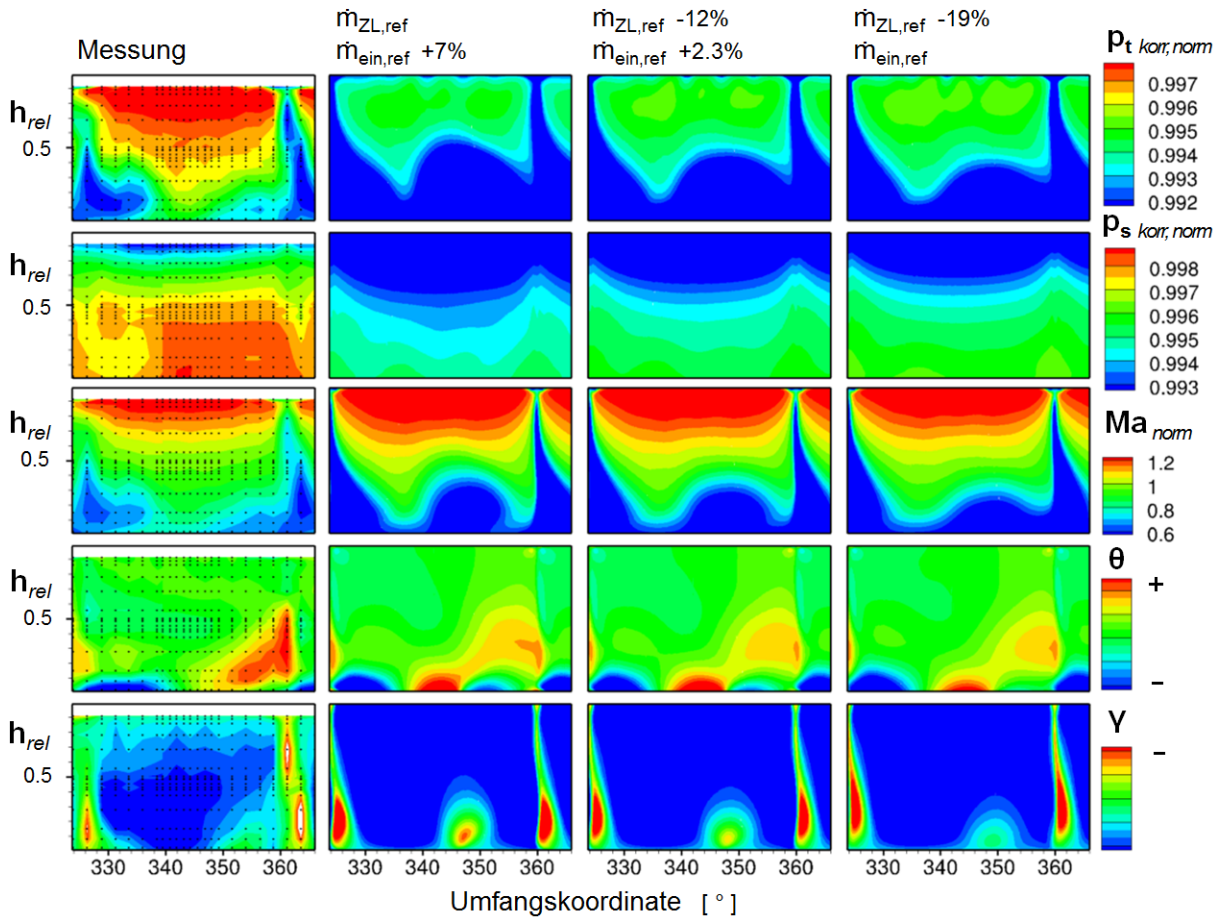


Abbildung 6.18: BP3 E5 Multipassage

Ähnlich in E5 (siehe Abbildung 6.17): Hier liegen Total- und statisches Druckniveau um einiges unter dem der Messung. Die Machzahl und Strömungswinkel weisen eine hohe Ähnlichkeit zueinander auf. Der simulierte Radialwinkel weist in der Passage in Nabennähe jedoch ein Gebiet der Minderumlenkung auf, welches mit abnehmendem Zapfluft- und Eintrittsmassenstrom zusehends kleiner wird. Dieses ist in der Messung kaum zu erkennen, zumindest nicht in dieser Ausprägung. Diese Struktur wird im folgenden Unterkapitel 6.2 näher untersucht.

Es lässt sich abschließend sagen, dass die Simulationsergebnisse von E2 in BP1 und BP2, nach geringen Variationen der RB, hinsichtlich der Niveaus, schon sehr gut mit den Messungen übereinstimmen.

Dasselbe gilt für E5, ausgenommen des Totaldruckes und der Nachläufe der OGVs. Das Totaldruckniveau ist, auch nach den Variationen, in der Simulation etwas geringer. Die Nachläufe der OGVs sind in der Totaldruckdarstellung der CFD deutlicher erkennbar als in den Messergebnissen.

BP3 ist aufgrund der Tatsache, dass die Simulation nicht mit den gewünschten RB konvergiert ist, und somit den BP3 nicht korrekt wiedergibt, nur schwer mit der Messung vergleichbar.

6.2 Detektion charakteristischer Strömungsphänomene

E2

Die Detektion der Strömungsphänomene wird anhand der Darstellungen aus den Multipassagenrechnungen gemacht, da sich bei diesen, aufgrund der geringeren Ausmischung, eine höhere Ähnlichkeit zur Realität erkennen lässt.

In 6.19 ist die unterschiedliche Ausmischung zwischen Einzelpassagen- und Multipassagenrechnung anhand des Totaldruckes dargestellt. Es lässt sich deutlich erkennen, dass das zu geringe Totaldruckniveau der Einzelpassagenrechnung in E2 dadurch zustande kommt.

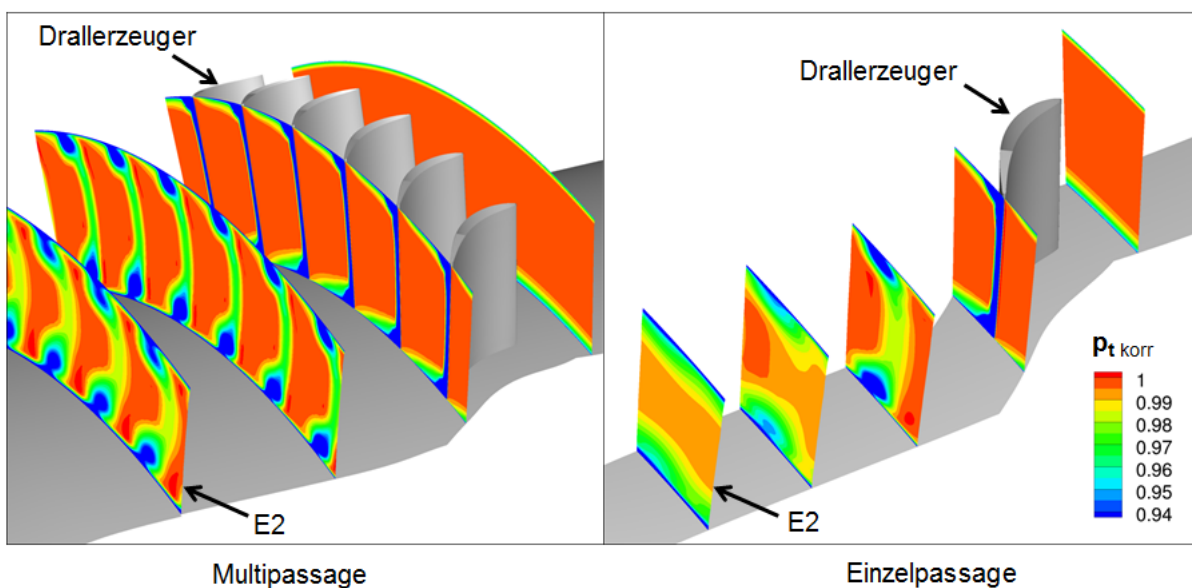


Abbildung 6.19: Ausmischung der Nachläufe E2 anhand von p_t

Sowohl in den Messergebnissen als auch in den Multipassagenrechnungen von E2 sind in der Totaldruck- sowie in der Machzahldarstellung eindeutig die Nachläufe (N) der Drallerzeuger zu sehen (siehe Abbildung 6.20). Sie reichen von der Nabe bis zum Gehäuse, wobei sie dort jeweils von den Spaltwirbeln (SW) überlagert bzw. beeinflusst werden. Im Bereich der Nachläufe und der Spaltwirbel ist das Druck- sowie das Machzahlniveau, aufgrund der Verluste, geringer als in der Passage (P).

Die Niveauunterschiede zwischen Passage und Nachlauf sind in Messung und Rechnung identisch und liegt bei etwa $dp_t = 2\%$ und $dMa = 1\%$.

Im Bereich der Spaltwirbel zeigen sich jedoch Unterschiede:

In den Messergebnissen zeigt sich im Wirbelzentrum ein um 5% geringerer Totaldruck als in den Passagen, in der Simulation ist er um 7% niedriger.

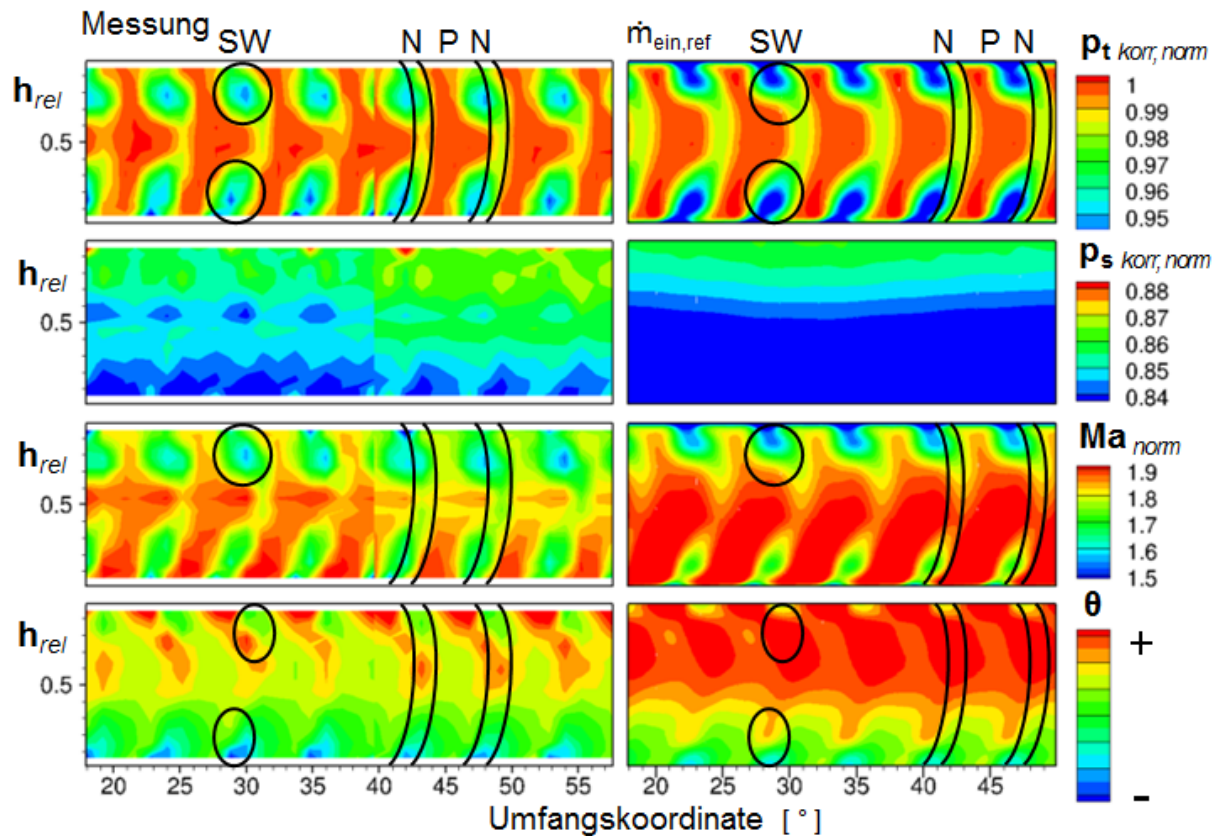


Abbildung 6.20: E2 Strömungsphänomene

Des Weiteren ist zu erkennen, dass der Kern des Wirbels in der Messung in einer größeren Entfernung zu den Endwänden liegt, wodurch der Passagenbereich deutlich mehr eingeschnürt wird, und sich nicht, wie in der CFD, scheinbar mit der Grenzschicht verbindet (siehe schwarzer Kreis in Abbildung 6.20, welcher in beiden Abbildungen auf der selben vertikalen Höhe sitzt).

Durch die gegensinnige Drehrichtung der Wirbel (Gehäusewirbel: gegen den Uhrzeigersinn; Nabenwirbel: mit dem Uhrzeigersinn), erhält der Schaufelnachlauf eine leichte Biegung/ Wölbung. Die Strömungsumlenkung wird in dem Bereich des Randwirbels, welcher näher zu den Endwänden liegt, verringert. In dem Bereich, welcher näher zur Kanalmitte liegt, wird sie verstärkt (siehe Abbildung 6.21). Diese 'Strömungswölbungen' bilden sich mit zunehmendem Abstand zum Drallerzeuger weiter aus, wie auch der gesamte Wirbelbereich (siehe Multipassage Abbildung 6.19).

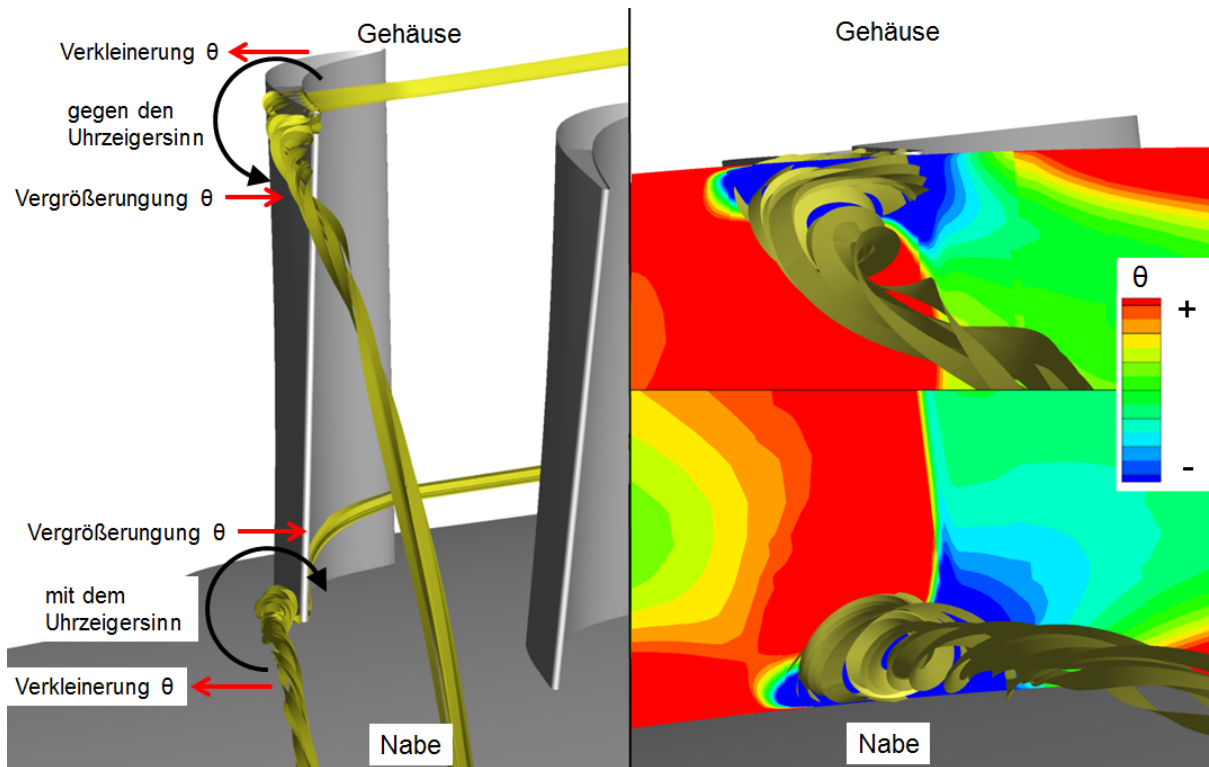


Abbildung 6.21: E2 Beeinflussung der Strömungswinkel durch die Drehrichtung der Spaltwirbel

Da der Kanal zwischen den Schaufeln mit zunehmendem Radius breiter wird, erfährt die Strömung im Nabenbereich durch die Schaufelreihe eine höhere Beschleunigung. Deshalb nimmt die Machzahl von der Nabe zum Gehäuse hin ab und der statische Druck nimmt zu (siehe Abbildung 6.20).

Dem wird schon versucht durch einen zur Schaufelspitze hin kleiner werdenden Schaufelabströmwinkel und somit einer kleineren Austrittsfläche entgegenzuwirken. Dadurch nimmt die Umlenkung der Strömung von der Nabe zum Gehäuse hin zu, wodurch sich in E2 ein leichter Versatz der Randwirbel zueinander ergibt (an unterschiedlichen Umfangspositionen). Die zunehmende Umlenkung wird nur im Bereich der Randwirbel unterbrochen. Aufgrund der Verstärkung und Verringerung der Strömungsumlenkung durch die Drehbewegung der Wirbel (siehe Abbildung 6.21) ergeben sich im Bereich der Endwände Zonen geringerer Strömungsumlenkung. Direkt daneben, Richtung Kanalmitte, entstehen Zonen erhöhter Strömungsumlenkung (siehe schwarze Kringel in Abbildung 6.20 in den Graphen $\theta(t)$).

Von allen betrachteten Zustandsgrößen wird der statische Druck von der Simulation am ungenausten abgebildet.

E5

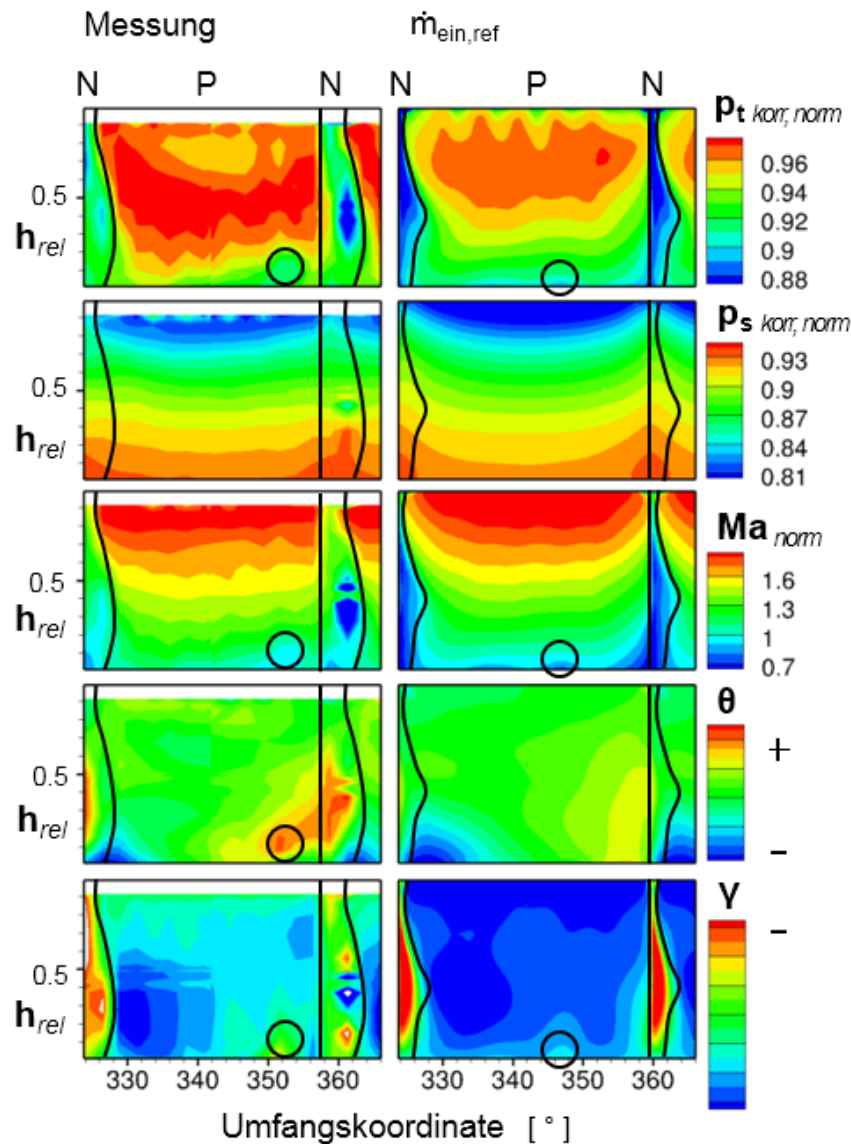


Abbildung 6.22: E5 Strömungsphänomene

In E5 sind über den vermessenen und berechneten Umfang zwei Nachläufe (N) der Stützstreben zu erkennen, sowie dazwischen die Passage (P) (siehe Abbildung 6.22). Des Weiteren ist eine Aufdickung des Nachlaufes auf mittlerer Kanalhöhe rechts der Stützstrebe zu sehen:

Durch die Stromaufwirkung der Stützstrebe wird diese von einer unsymmetrischen Strömung angeströmt (siehe Abbildung 6.23). Dies führt auf mittlerer Sehnenlänge zu geringerer Wandschubspannung auf der rechten Seite der Strützstrebe (Blick gegen die Strömungsrichtung) (siehe Abbildung 6.27). Dadurch kommt es zu einer starken Sekundärströmung. Dies ist ebenfalls ersichtlich an der erhöhten Verdrängungsdicke der Grenzschicht in diesem Bereich und am Verlauf der Stromlinien (siehe Abbildungen 6.26 und 6.25).

Die Strömung folgt ab dieser Stelle nicht mehr der Kanalkontur, sondern strömt parallel zur Kanalachse stromabwärts. Dadurch ist diese Strömung in E5 auf mittlerer Kanalhöhe wiederzufinden (siehe Abbildung 6.24).

Dies hat ebenfalls eine Querströmung in Nabennähe zur Folge, zu erkennen an der Minderumlenkung (blau) in Abbildung 6.23.

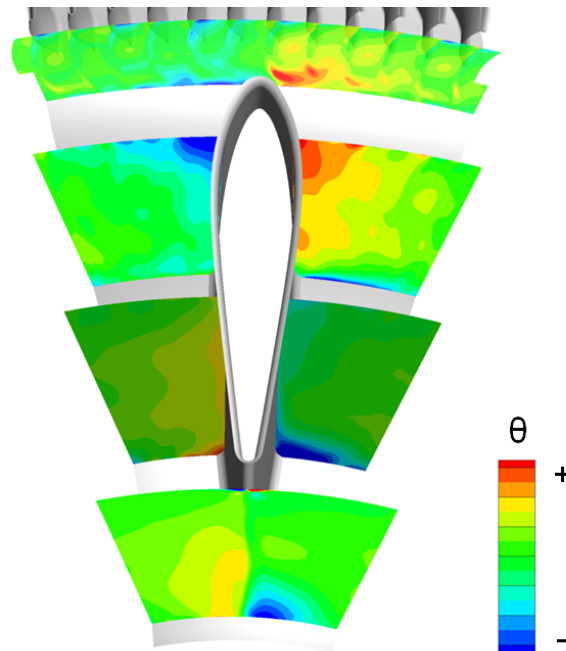


Abbildung 6.23: E5 - Entwicklung des Gierwinkels

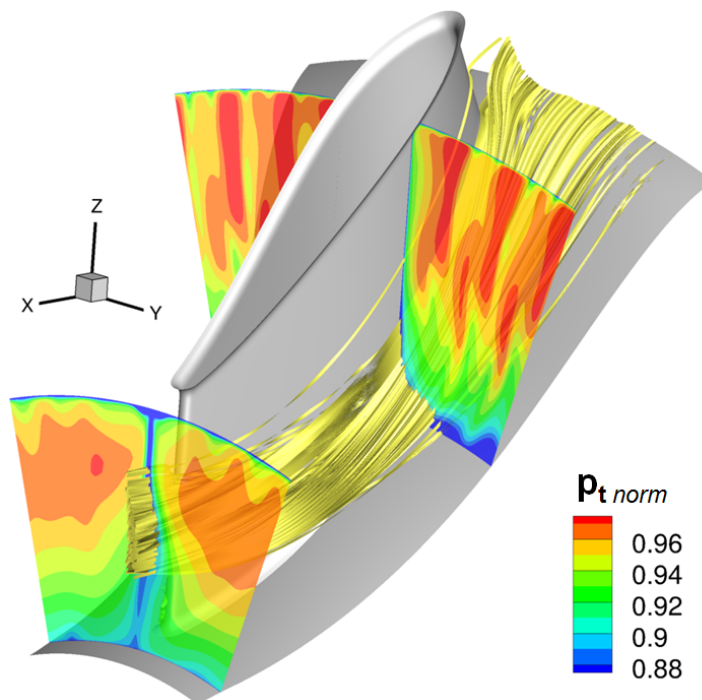


Abbildung 6.24: E5 - Stromlinienverlauf

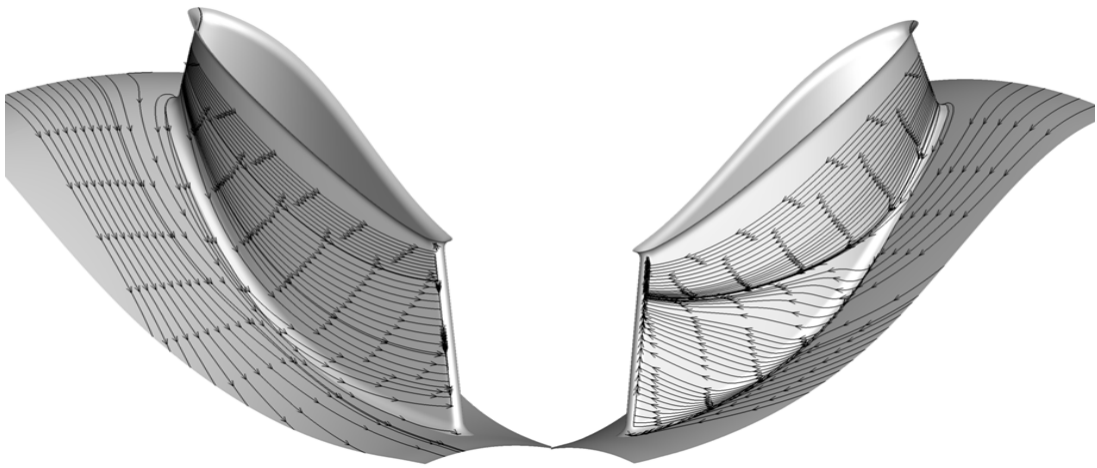


Abbildung 6.25: E5 Stromlinien

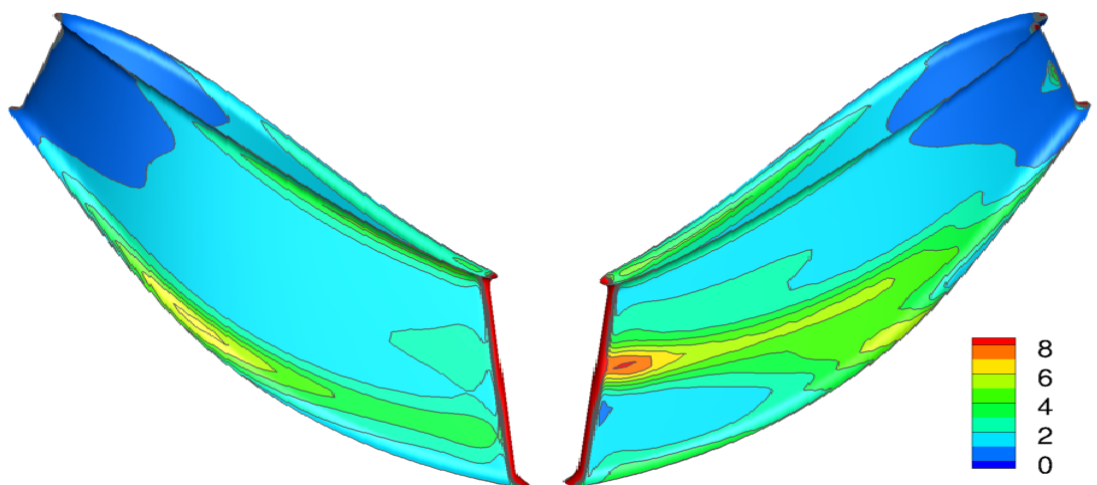


Abbildung 6.26: E5 Verdrängungsdicke der Grenzschicht

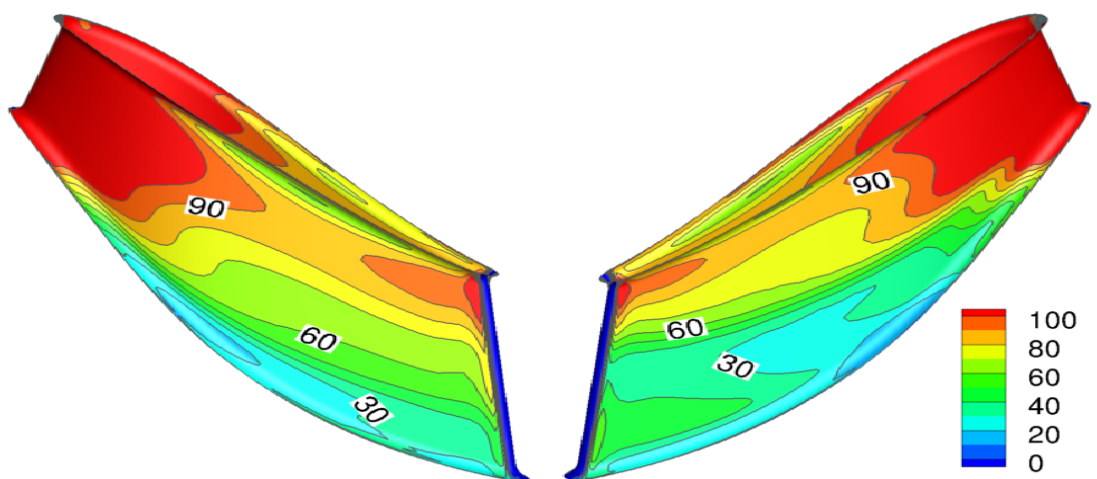


Abbildung 6.27: E5 Wandschubspannung

Des Weiteren sind in den Simulationsergebnissen des Totaldruckes in E5 im Gehäusebereich die Nachläufe der OGVs zu erkennen (siehe Abbildung 6.22), in der Messung jedoch kaum.

In Abbildung 6.23 ist in den Schnittbildern die Änderung des Gierwinkels bei der Stützstrebenumströmung zu sehen. Durch 'Reste' dieser Strömungsumlenkung ergeben sich die Maxima-Minima-Winkelbereiche in E5 in Abbildung 6.22.

In der statischen Druckverteilung der Passage lässt sich der eingangs gezeigte Druckgradient (siehe Abbildung 2.3), welcher sich durch die Umlenkung der Strömung ergibt, wiederfinden. Ebenso ist in der Machzahlverteilung der Passage die eingangs beschriebene Verzögerung im Nabenbereich, sowie die Beschleunigung der Strömung im Gehäusebereich zu erkennen (siehe Abbildung 6.22).

Außerdem sind in den Messergebnissen des BP1, auf der linken Seite der Stützstrebe im Nabenbereich, ein Gebiet niederen Totaldruck- und Machzahllevels zu erkennen (siehe Abbildung 6.22). Dieses deutet auf irgendeine Art von Strömungsverlusten hin. In der Simulation ist dieses Gebiet bei einer geringeren Umfangsposition auch zu erahnen, in BP2 jedoch deutlicher zu erkennen (siehe Abbildung 6.16). In BP2 ist diese Struktur in den Messergebnissen jedoch überhaupt nicht zu sehen.

Dieses Gebiet ist in den Simulationen des BP3 E5 sehr deutlich zu erkennen (siehe Abbildung 6.18). Deshalb soll anhand der BP3 Referenzrechnung auch im Folgenden eine nähere Betrachtung erfolgen.

BP3 E5

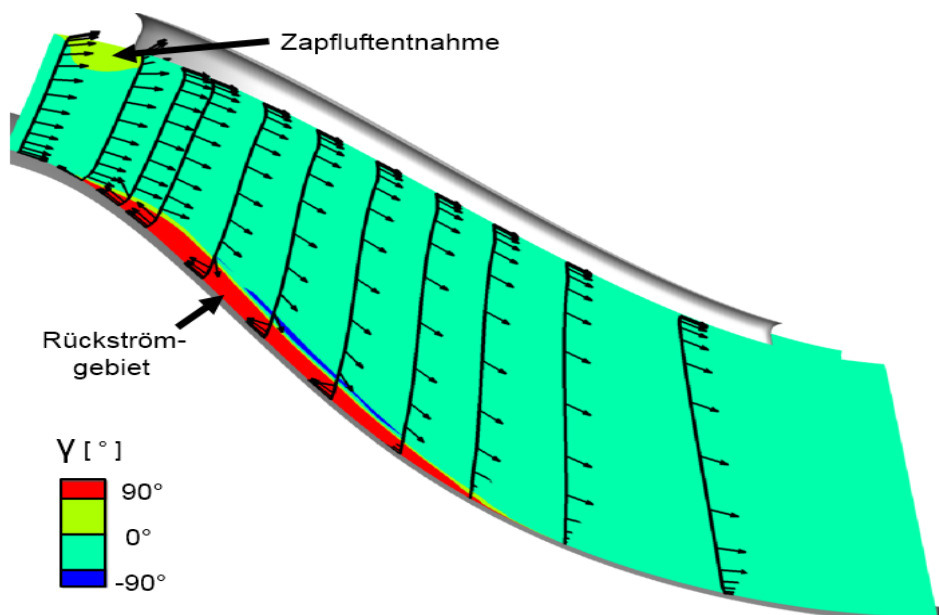


Abbildung 6.28: BP3 E5 Rückströmgebiet

An der Rückströmung in Abbildung 6.28 ist klar ersichtlich, dass sich kurz nach der Zapfluftentnahme am Gehäuse, unten an der Nabe eine Ablösung bildet. Dort ist der Radialwinkel $\gamma > 90^\circ$.

Durch die Zapfluftentnahme verringert sich der Massenstrom plötzlich auf $\dot{m}_{ein} - \dot{m}_{ZL}$. Dies hat laut Kontinuitätsgleichung [11]:

$$\dot{m} = c_m * A \quad (6.1)$$

bei annähernd gleichbleibender Querschnittsfläche A des Kanals über den Bereich der Zapfluftentnahme, eine Verringerung der Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit c_m zur Folge. Da diese Verzögerung im Nabebereich der Passage mit der Verzögerung, welche durch die Umlenkung der Strömung verursacht wird (siehe Kapitel 2.2), zusammenfällt, kommt es zur Ablösung der Strömung. Dies ist ebenfalls an den Separationspunkten SEP1 und SEP2 in Abbildung 6.29 zu erkennen [3]. Die Separationslinie SL1, welche links der Stützstrebe von SP1 ausgeht, führt stromab über den Sattelpunkt S1 bis zum unteren Bildrand. Die Separationslinie SL2, welche rechts der Stützstrebe von SP2 ausgeht, endet auf etwa mittlerer Stützstrebenstrecke. Die rechte Seite der Stützstrebe wird stattdessen von der Anlegelinie AL2 dominiert. Ebenso links von der Stützstrebe zu erkennen, zwischen Ablöselinie und Stützstrebe, ist ein Anlegepunkt AP1 bzw. eine Anlegespirale AS.

Durch die dadurch verursachten Querströmungen in Nabennähe kommen die in Abbildung 6.30 ersichtlichen Über- und Minderumlenkungen zustande.

Die Ablösungen verursachen die in Abbildung 6.18 ersichtlichen Strömungsverluste Totaldruckabnahme, Abnahme der Machzahl sowie eine inhomogene Strömung (siehe Strömungswinkel).

Da die Strömung im Gehäusebereich, sowie um die Vorderkante der Stützstrebe herum, beschleunigt wird (siehe ebenfalls Kapitel 2.2), tritt in diesen Bereichen keine Ablösung auf.

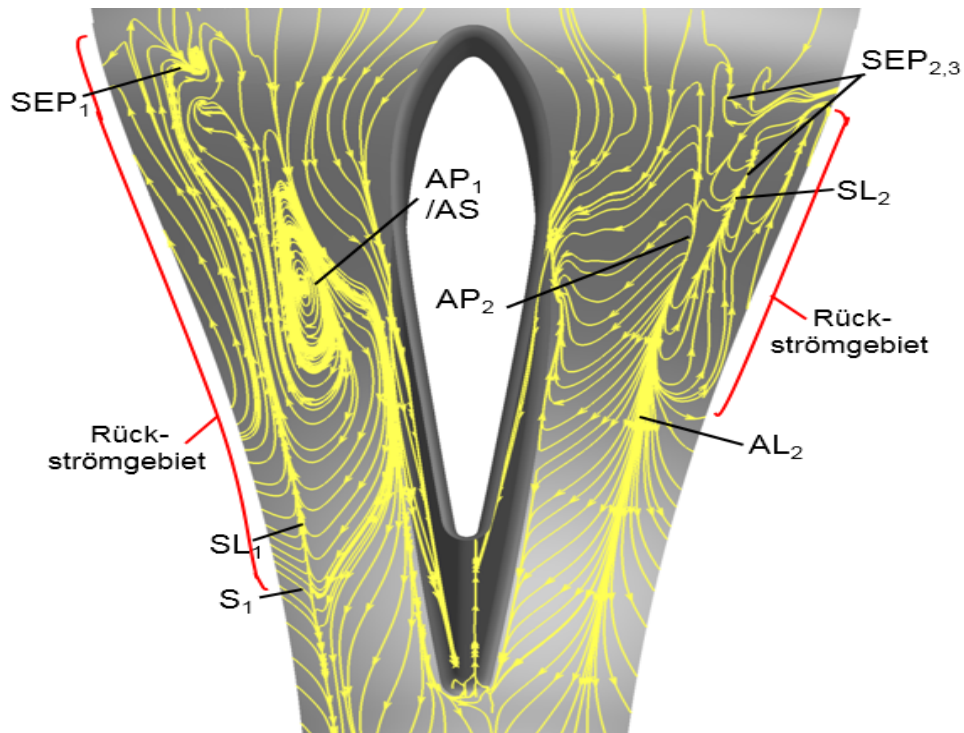


Abbildung 6.29: BP3 E5 Stromlinien

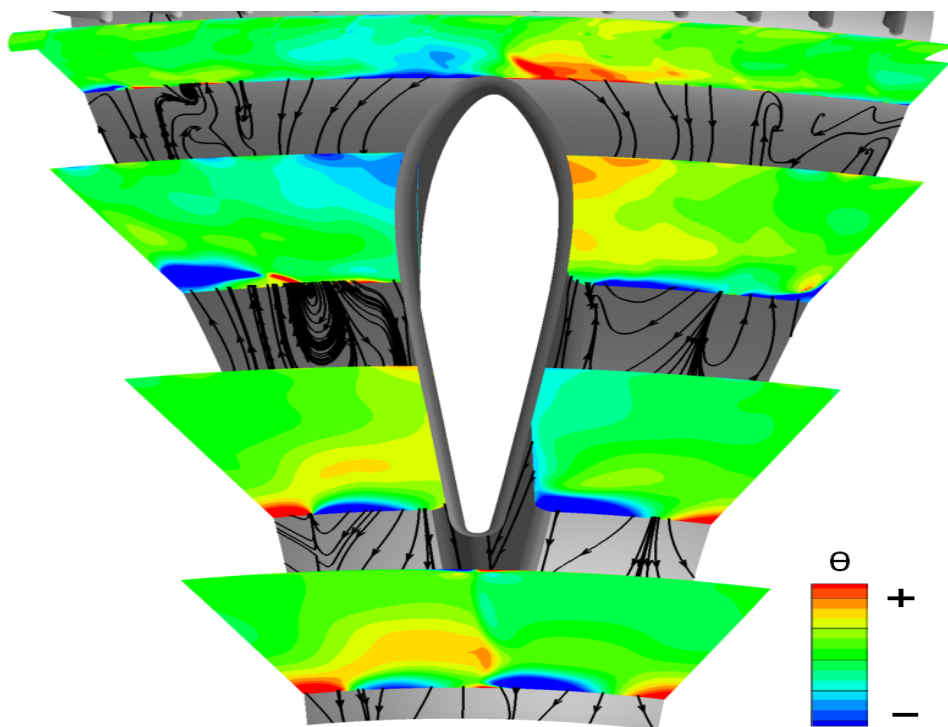


Abbildung 6.30: BP3 E5 Verlauf Umfangswinkel

Durch dieses Ablösegebiet kann die Simulation offensichtlich nicht bei vorgegebenem Eintritts- und Zapflußmassenstrom konvergieren.

Die Variationsrechnungen des BP3 in Kapitel 6.1.2 haben gezeigt, dass sich mit abnehmender Zapfluftentnahme die Größe des Ablösegebietes verringert. Bei einer um 19% verringerten Zapfluftentnahme konvergiert die Rechnung bei dem vorgegebenen Eintrittsmassenstrom.

Bei einem erhöhten Eintrittsmassenstrom fällt, laut Kontinuitätsgleichung 6.1, die Verzögerung der Strömung, und somit die Größe des Ablösegebietes, geringer aus.

Offensichtlich hat die CFD Probleme diese erhöhte Zapfluftentnahme zu simulieren. In Zukunft muss man hier weiter nach der Ursache forschen und eine Möglichkeit finden, sodass man eine Rechnung erhält, welche mit Zapfluftentnahmeblock bei vorgegebenem Eintritts- und Zapfluftmassenstrom konvergiert.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Anhand der durchgeführten Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die Simulationsergebnisse, bis auf den statischen Druck, in E2 recht gut mit den Messergebnissen übereinstimmen. Die Periodizität der Strömung über den Kanalumfang war identisch, auch waren weder in Messung noch in der Simulation Stromaufwirkungen der Stützstrebe in E2 erkennbar.

Es waren minimale Anpassungen der CFD RB notwendig, um Messung und Rechnung auf die selben Niveaus zu bringen.

Nicht behebbare waren die Differenzen zwischen den Strömungswinkeln. Dazu müsste in Zukunft, im Fall der Drallerzeuger, die Gleichheit von Original der Messstrecke und CFD-Modell noch einmal überprüft werden.

Des Weiteren haben sich bei passenden Niveaus in E2 immer noch leichte Differenzen im Totaldruck in E5 gezeigt. Somit müssen die Auswertungen weiterer Messebenen und Betriebspunkte zeigen, in wie weit die komplette Messstrecke, und nicht nur einzelne Ebenen, mit der Simulation übereinstimmen.

Die Nachläufe der OGVs sind in E5 in der Simulation stärker erkennbar und ausgeprägter. Auch waren, sowohl in E2 als auch in E5 die Maxima-Minima-Differenzen in der Simulation größer, wodurch der Grenzschichtbereich ausgeprägter wirkt.

Des Weiteren kam es bei den Berechnungen zu BP3 (BP2 mit erhöhter Zapfluftentnahme) zu erheblichen Problemen. Es konnte keine zufriedenstellende konvergierte Lösung erreicht werden, welche mit den Messergebnissen vergleichbar wäre. Dies müsste in Zukunft noch weiter ergründet und das Problem behoben werden, sodass auch für diesen BP vergleichbare Ergebnisse durch die CFD erzielbar sind.

Es existieren noch diverse Messdaten anderer Messinstrumente (statische Druckbohrungen, Temperatur- und Totaldruckmesskämme) und Betriebspunkte. Außerdem sollen noch weitere Messungen folgen (z.B. L2F, Ölanstrichbilder). All diese Daten können in Zukunft genutzt werden, um die erfolgten Vergleiche zu erweitern und die CFD noch genauer zu validieren.

Es lässt sich sagen, dass es bei der Simulation über den Kanal gesehen noch einige Differenzen gibt, die Realität im ganzen richtig abzubilden.

Im Allgemeinen haben die Vergleiche gezeigt, dass man mit diesem Turbulenzmodell Simulationen erstellt, welche sehr nahe an die Realität herankommen.

Zu beachten ist natürlich immer, dass es auch bei der Validierung der Berechnungen zu Abweichungen kommen kann. So war nicht feststellbar, welche der Sonden die richtigeren Werte geliefert hat, oder ob die Realität in Wirklichkeit dazwischen liegt.

Was natürlich auch eine große Rolle spielt, im Zuge dieser Arbeit jedoch gar nicht in Betracht gezogen wurde, sind die Fehler, welche bei Messungen auftreten und wodurch die Dargestellten Messwerte eine gewisse Differenz zur Wirklichkeit abbilden.

Um eine genauere Aussage über die Qualität der Simulationen geben zu können, müssen in Zukunft noch Auswertungen und Vergleiche weiterer Messebenen und Betriebspunkte mit der CFD erfolgen.

8 Quellenverzeichnis

Literatur

- [1] ABDALLA, H. A. ; SOUNDTRANAYAGAM, S. : Flow in Compressor Interstage Ducts. Athens, 1989 (9th ISABE Conference ISABE 89-7020)
- [2] BRÄUNLING, W. J.: *Flugzeugtriebwerke*. 3. Springer Berlin / Heidelberg, 2009
- [3] DALLMANN, U. : Topological Structures of Three-Dimensional Flow Separation / DFVLR-AVA. 1983 (Bericht Nr.: 221-82 A 07). – Forschungsbericht
- [4] DUBS, F. : *Aerodynamik der reinen Unterschallströmung*. Birkhäuser Verlag Basel, 1990
- [5] DUEÑAS, C. O. ; MILLER, R. ; HODSON, H. ; LONGLEY, J. : Effect of Length on Compressor Inter-Stage Duct Performance ASME, 2007
- [6] ENGINES, M. A.: *Performance Validation Document - CleanSky2, ICD-Rig*. September 2017
- [7] GHISU, T. ; MOLINARI, M. : Axial Compressor Intermediate Duct Design and Optimisation. Honolulu, Hawaii, April 23-26 2007 (AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamic, and Materials Conference AIAA 2007-1868)
- [8] GRIEB, H. : *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [9] HERGT, A. : *Über grenzschichtbeeinflussende Maßnahmen in den Randzonen von Verdichtergittern (in press)*, Technische Universität Berlin, Diss., 2011
- [10] KANG, S. : *Investigation on the Three Dimensional Flow within a Compressor Cascade with and without Tip Clearance*, Vrije Universiteit Brussel, Belgium, Diss., 1993
- [11] KOŽULOVIC, J.-P. D.-I. D.: *Aerodynamik der Triebwerkskomponenten*. Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Braunschweig : Skript zur Vorlesung, 2012/2013
- [12] LECHERER, S. : *Numerische Strömungsberechnung - Schneller Einstieg durch ausführliche praxisrelevante Beispiele*. 1. Vieweg + Teubner, 2009
- [13] NAYLOR, E. M. J. ; DUENAS, C. O. ; MILLER, R. J. ; HODSON, H. P.: Optimisation of Non-Axisymmetric Endwalls in Compressor S-Shape Ducts. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 132 (2010), January, S. 011011–1 – 10
- [14] NITSCHKE, W. : *Strömungsmesstechnik*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 1994

-
- [15] STÜRZEBECKER, T. : *Inter Compressor Duct (ICD) - CleanSky2 - Abteilungsklausur 2017*. 2017
- [16] WILCOX, D. C.: Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. In: *AIAA 26* (November 1988), Nr. 11

9 Anhang

9.1 zu Kapitel 5

BP2

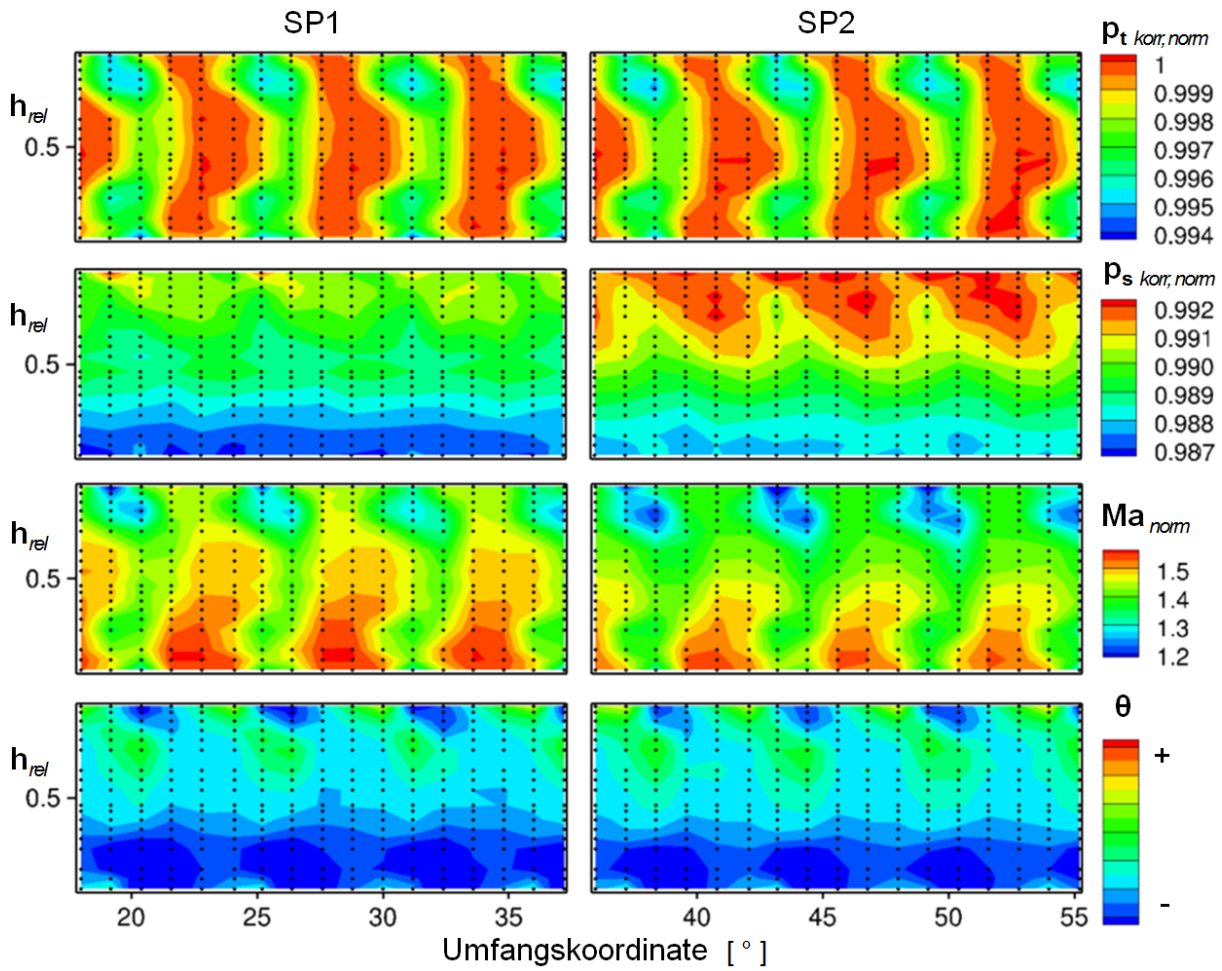


Abbildung 9.1: BP2 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

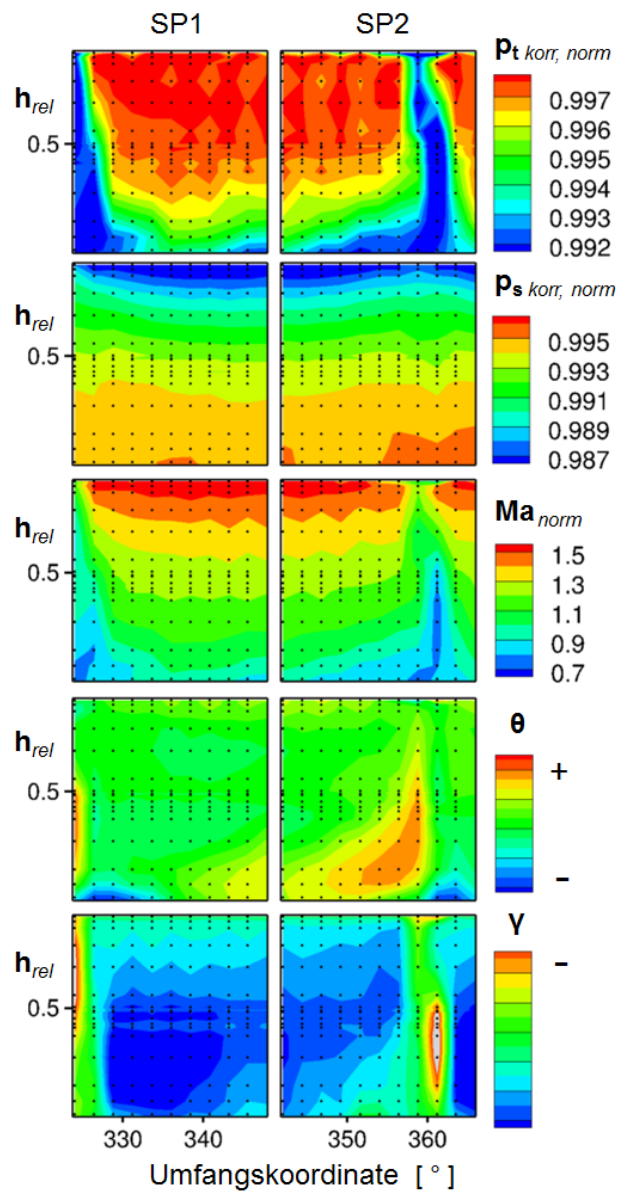


Abbildung 9.2: BP2 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

BP3

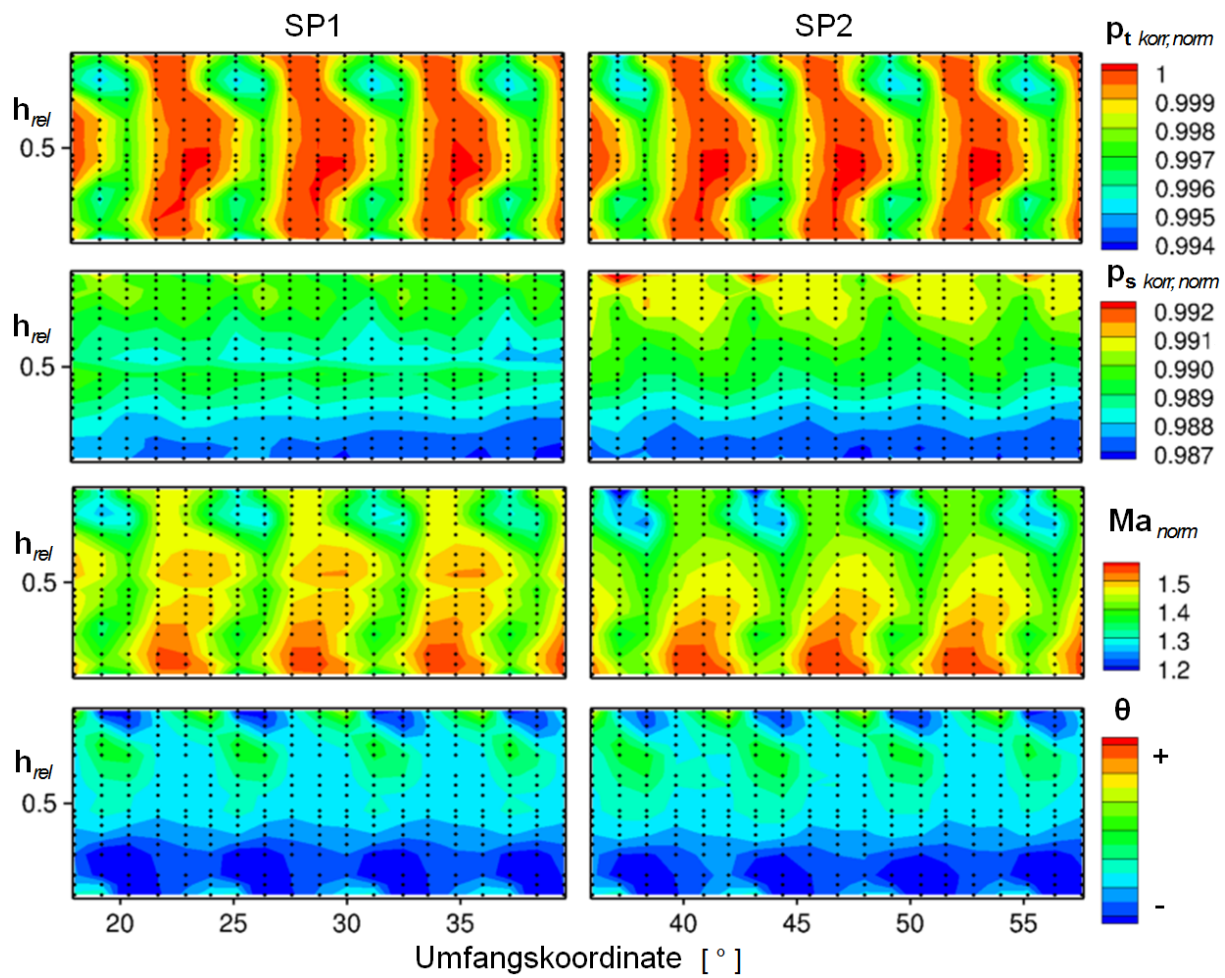


Abbildung 9.3: BP3 E2 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

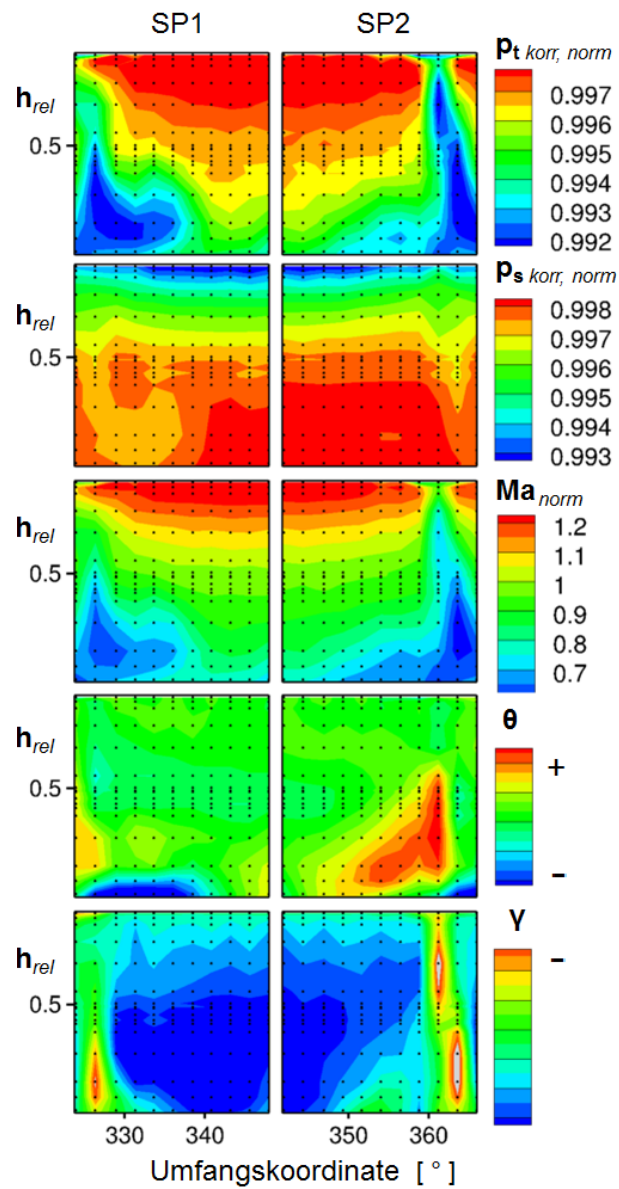


Abbildung 9.4: BP3 E5 Konturdarstellungen der Mehrlochsondenmessung

9.2 zu Kapitel 6.1.1 Einzelpassage

Erhöhung \dot{m}_{ein}

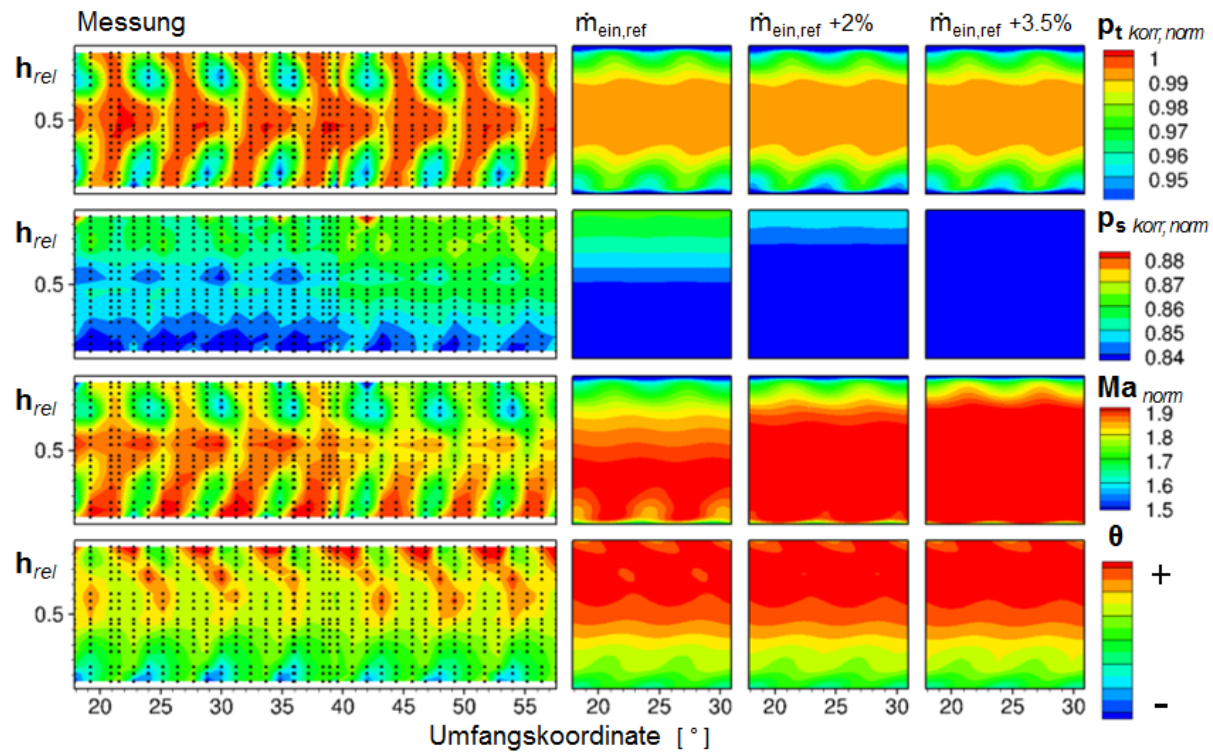


Abbildung 9.5: BP1 E2 \dot{m}_{ein} Erhöhung

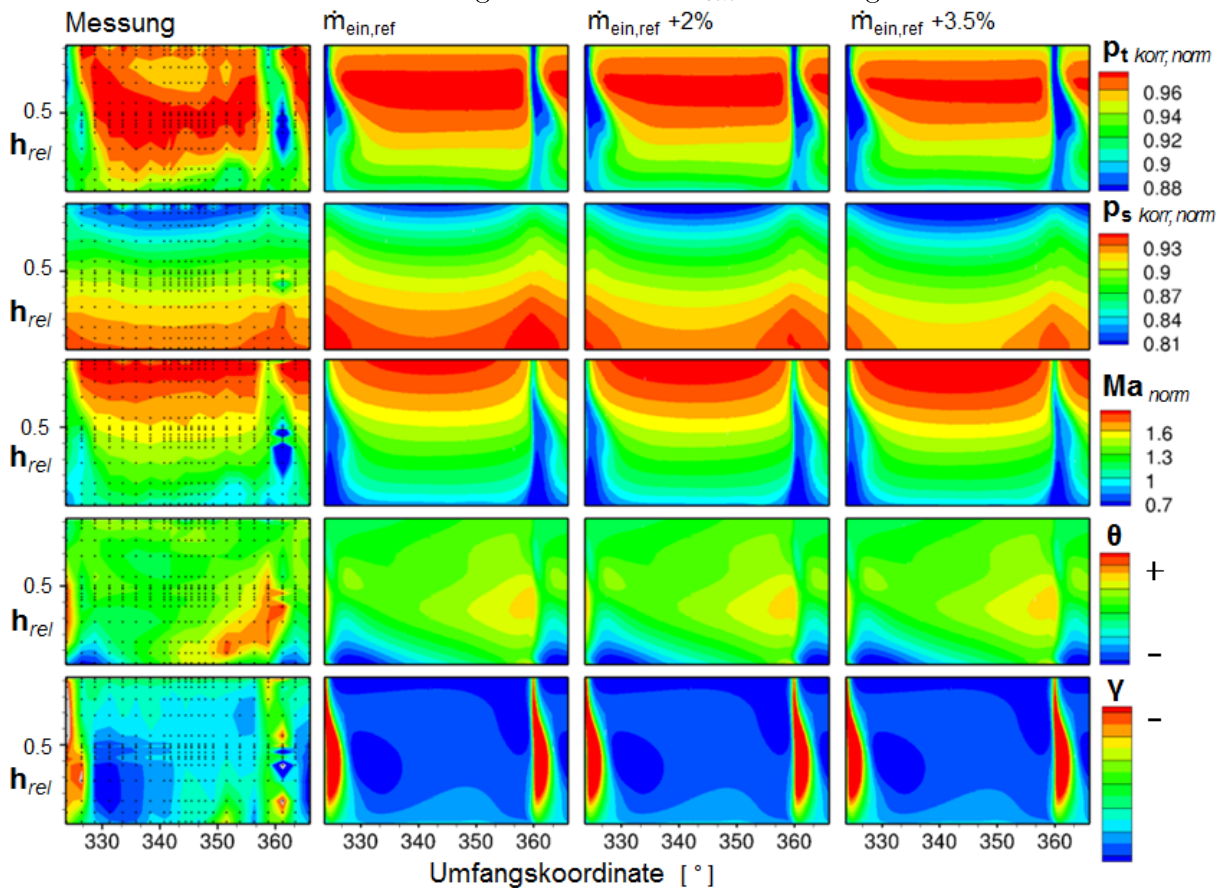
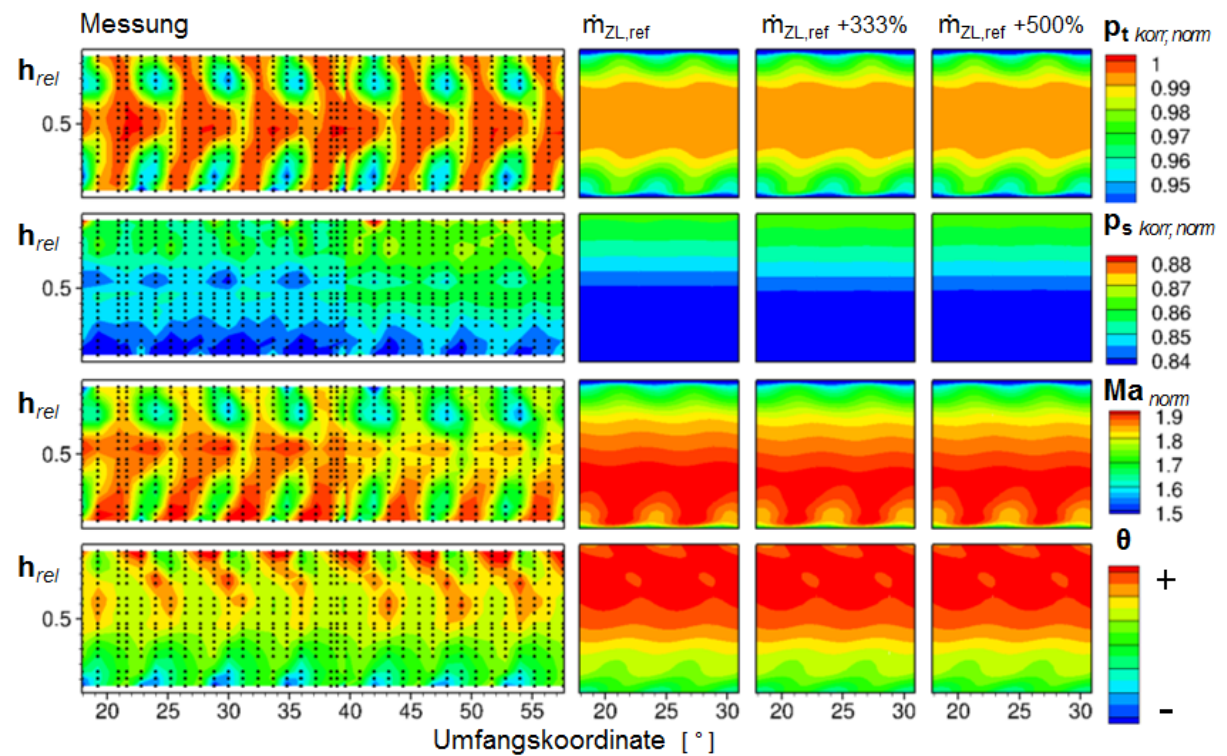
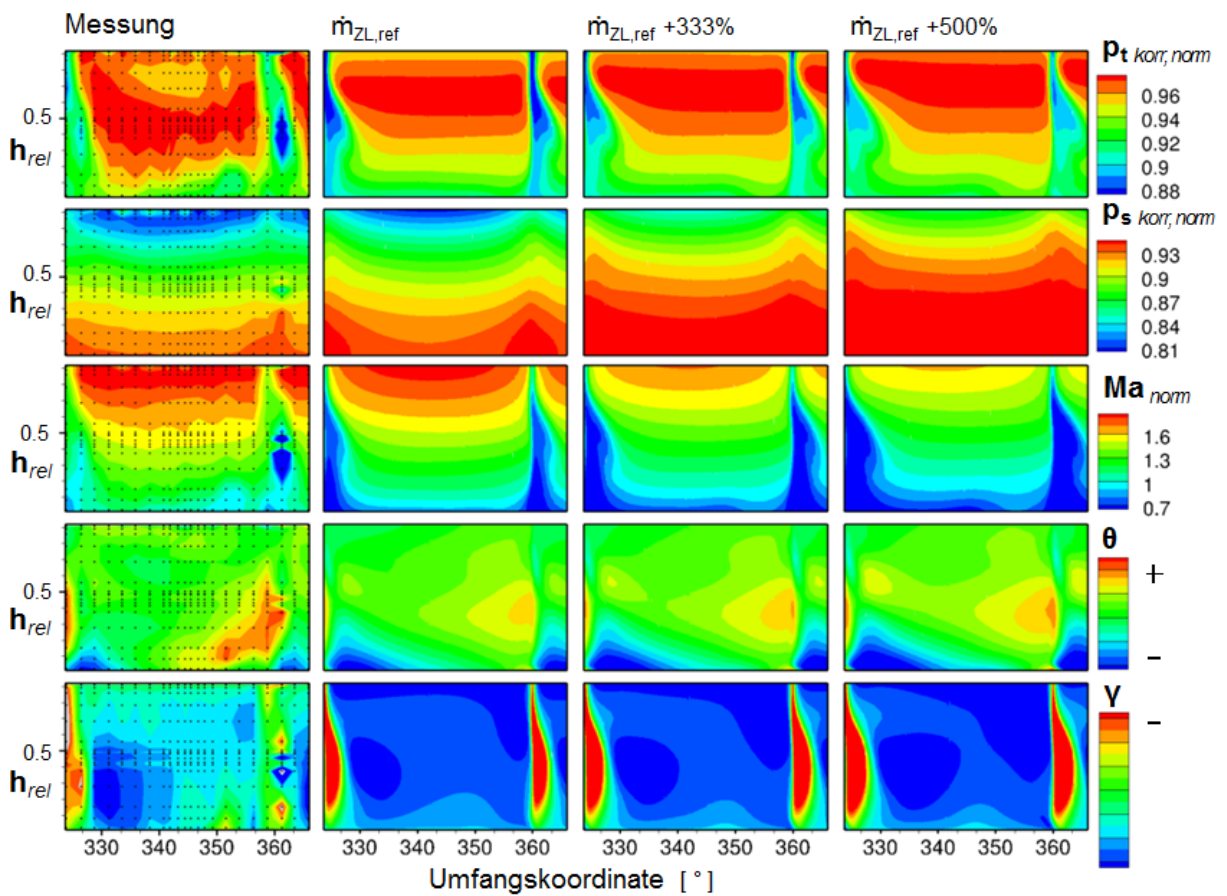
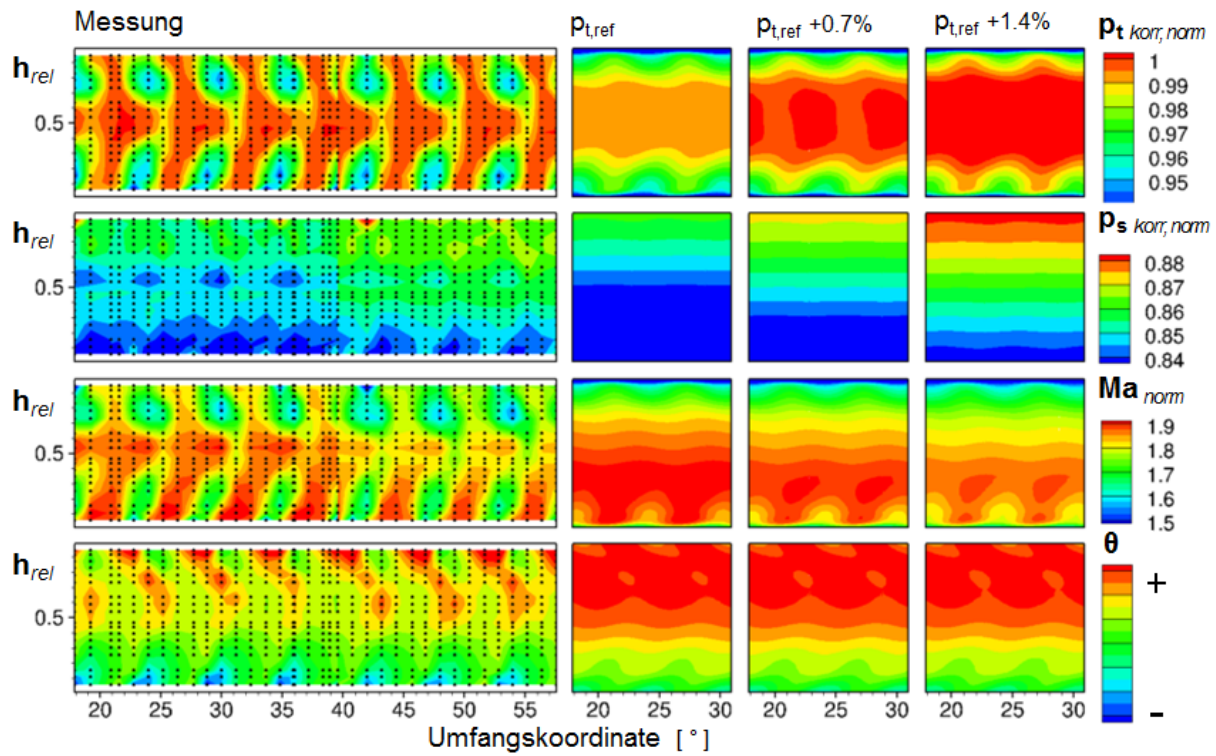
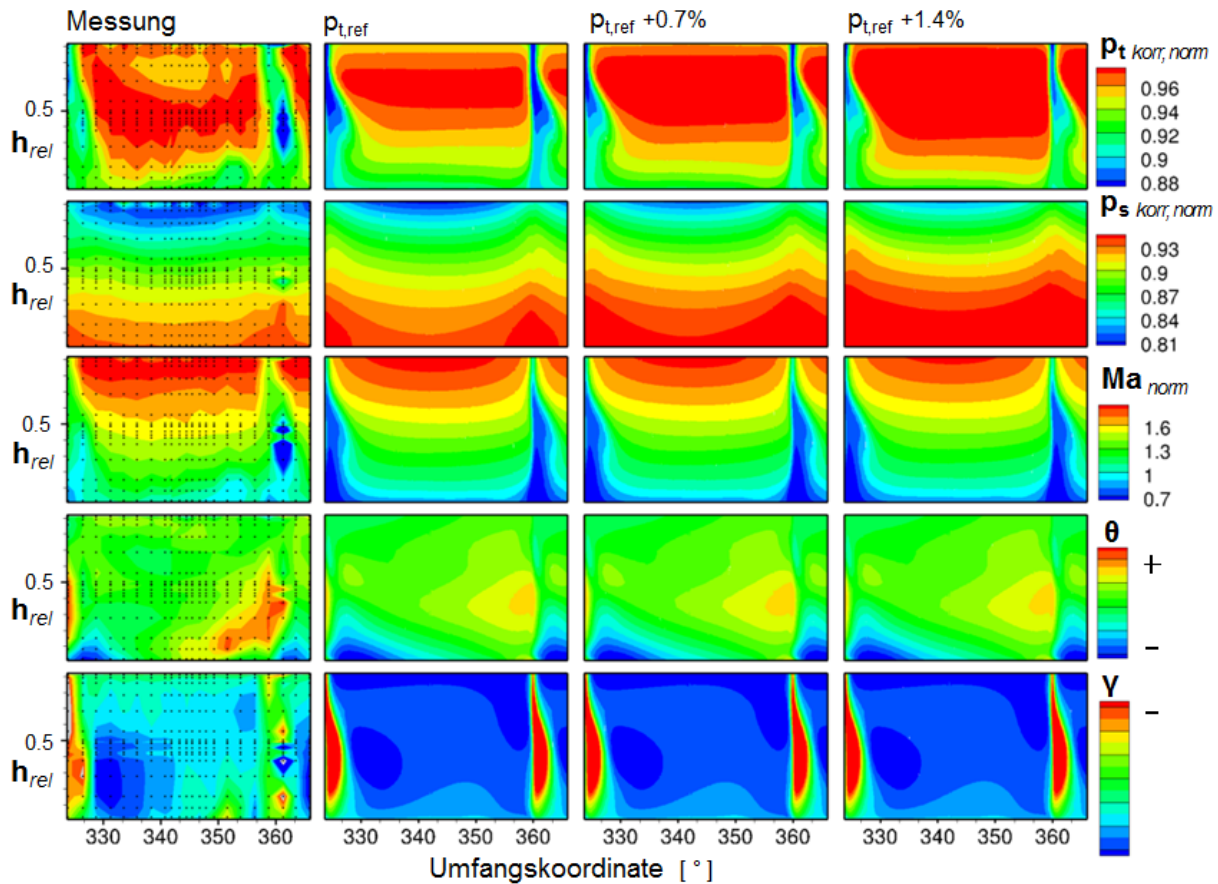


Abbildung 9.6: BP1 E5 \dot{m}_{ein} Erhöhung

Erhöhung \dot{m}_{ZL} Abbildung 9.7: BP1 E2 \dot{m}_{ZL} ErhöhungAbbildung 9.8: BP1 E5 \dot{m}_{ZL} Erhöhung

Erhöhung p_t Abbildung 9.9: BP1 E2 p_t ErhöhungAbbildung 9.10: BP1 E5 p_t Erhöhung

Erhöhung T

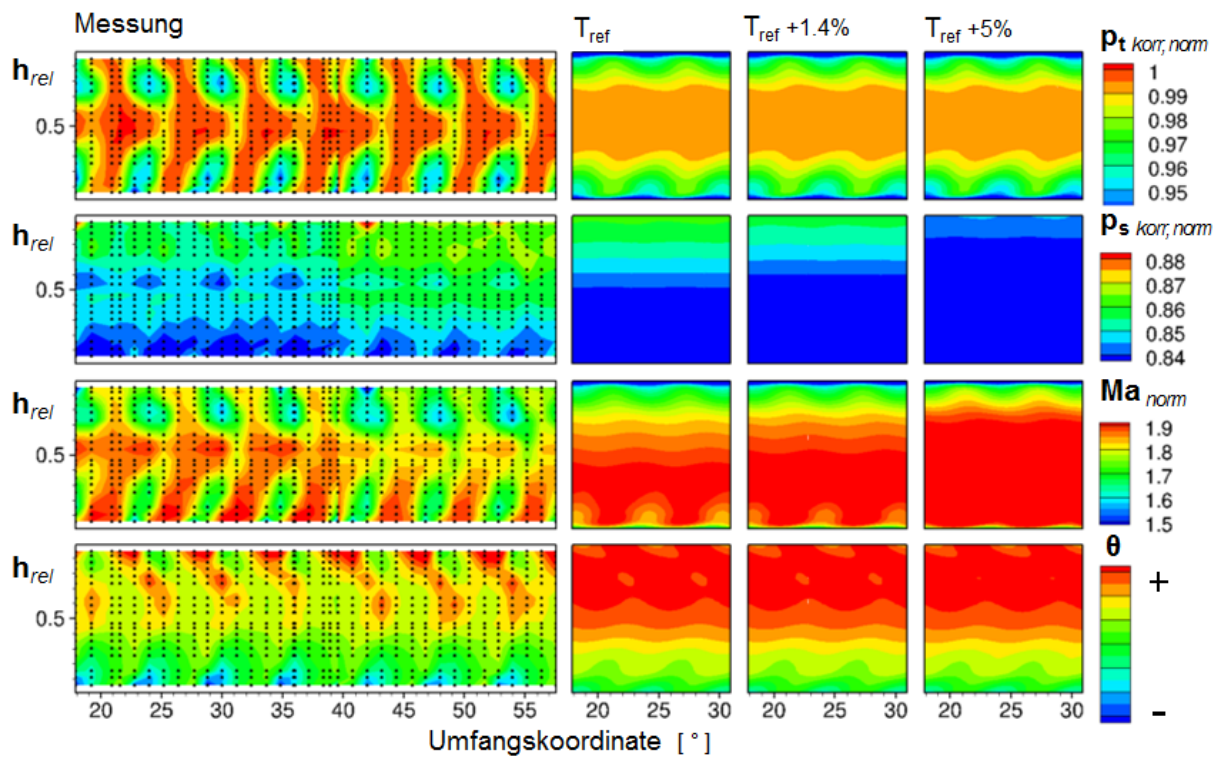


Abbildung 9.11: BP1 E2 T Erhöhung

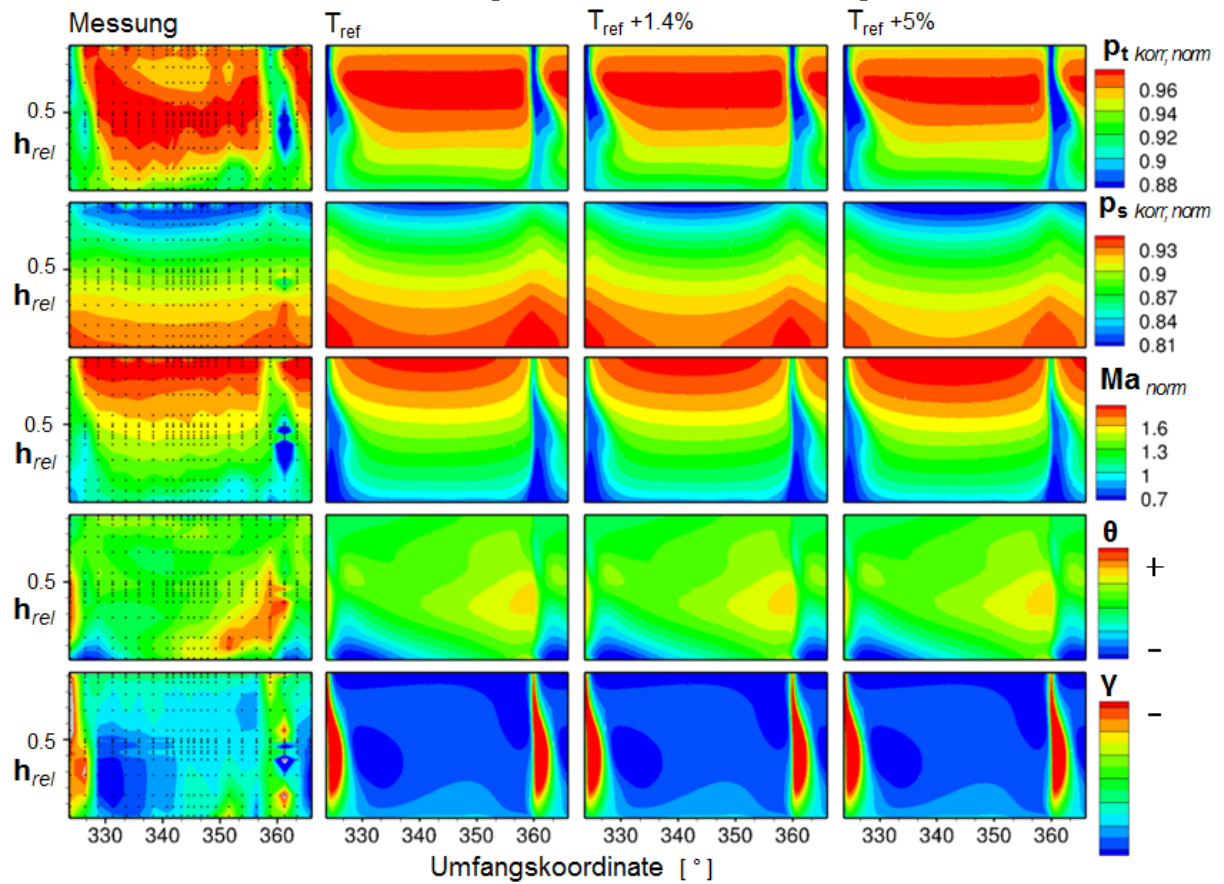


Abbildung 9.12: BP1 E5 T Erhöhung